

RÉPUBLIQUE DU SÉNÉGAL



ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE THIÈS

PROJET *Em. 0390*
DE
FIN D'ÉTUDES

Titre RÉALISATION D'UN MONTAGE PROTOTYPE
D'ÉOLIENNE LENTE TYPE FILIPINI

Auteur Mankeur THIAM

Génie mécanique

Date JUIN 1983

école polytechnique de thiès

PROJET DE FIN D'ÉTUDES

Titre: REALISATION D'UN MONTAGE
PROTOTYPE D'EOLIENNE LENTE
TYPE FILIPPINI

Auteur: Mankeur THIAM

Genie : Mécanique

Date : 16 Mai 1983

Directeur: Dinh VONGOC

Je dédie ce projet
à tous mes parents, mes amis et à
ceux qui luttent pour la paix et le bien-être
de l'humanité toute entière.



remerciements

i

Je ne peux commencer la rédaction de ce modeste projet sans exprimer au paravant mes sincères remerciements à tous ceux qui m'ont aidé sous quelque forme que ce soit lors de son élaboration.

Ma gratitude à M^r DINH VO NGOC mon directeur de projet pour son assistance et son entière disponibilité.

Toute ma reconnaissance à M^r Boulet pour son aide et son dévouement lors de la réalisation du rotor.

Mes remerciements à M^{rs} YOUSSEF et LUPIEN pour leurs conseils, à M^r MBENGUE de DAKAR. MARI-NE pour les pièces qu'il m'a fourni.

Enfin mes remerciements à mes amis

MOÏSE, BADER, au docteur SECK et à sa famille à BEL-AIR (THIENGUE, NDEYE ANTA, THIANE, NDEYE KHADY) pour leurs soutiens moral et matériel

sommaire

ii

Le but de ce projet consiste à réaliser un montage prototype d'éolienne lente type FILIPPINI.

A cet effet, nous partirons des résultats obtenus par le professeur VINH sur ses études expérimentales effectuées dans nos laboratoires (Janvier 1980) sur modèles réduits (cf. [1]).

Notre étude portera d'abord sur la réalisation et l'installation du montage prototype.

Dans cette partie, nous procéderons à des calculs de dimensionnement et de vérification sur les différents éléments du montage pour assurer leur résistance face aux diverses sollicitations.

Nous passerons ensuite à l'étape expérimentale qui consistera à tester les performances et les capacités réelles du prototype en vue de l'utiliser à des fins d'exploitation (exhaure d'eau).

liste des symboles ⁱⁱⁱ

h (m):	hauteur de l'auget
D (m):	diamètre balayé de l'éolienne
V (m/s):	vitesse moyenne du vent
ω (rad/s):	vitesse de rotation de l'éolienne
u (m/s):	vitesse circonférentielle de l'éolienne ($= \omega D/2$)
T (N.m):	couple mécanique
$P_m(\omega)$:	puissance mécanique ($= T\omega$)
C_T :	coefficient de couple ($= 2T/\rho V^2 h D^2$)
C_p :	coefficient de puissance ($= 2P/\rho V^3 h D$)
$C_{p_{max}}$:	coefficient maximum de puissance
λ :	rapport de vitesse ($= u/V$)
d (m):	diamètre de l'auget
S (m ²):	surface d'interception
ρ (kg/m ³):	masse volumique de l'air
N (TPM):	vitesse de rotation de l'éolienne ($= 30\omega/\pi$)
e (m):	écart central
F_y (MPa): S_y :	limite d'élasticité
F_u (MPa): S_u :	limite de rupture
$C_{n\infty}$:	coefficient de traînée
k_r :	coefficient de réduction
q (N/m ²):	pression de référence

C_g :	Coefficient de rafale
C_e :	coefficient d'exposition
$T_i (N)$:	Tensions de câbles
$R_i (N)$:	réactions d'appuis
$\sigma_{cr} (MPa)$:	Contrainte critique de flambage
$C_r (KN)$:	Résistance pondérée à la compression
$T_r (KN)$:	Résistance pondérée à la traction
$M_r (KNm)$:	Moment résistant pondéré
σ' (MPa) :	Contrainte de VON-MISES
σ_a (MPa) :	contrainte alternée
σ_m (MPa) :	contrainte statique
τ (MPa) :	contrainte de cisaillement
S_e (MPa) :	limite d'endurance de l'éprouvette
S_e' (MPa) :	limite d'endurance du matériau
n :	facteur de sécurité
S_p (MPa) :	contrainte admissible du code ASME
$I (m^4)$:	Moment d'inertie
$E (200000 MPa)$:	Module élastique de l'acier
$\Delta = e$:	déformation
$d_i (m)$	diamètres d'arbres
$P_i (KN), F_i (KN)$	Poids, charges, Forces

S_{ii} (m^3): : module de flexion élastique ($i = x, y$)^v

r_i (m) : : rayon de giration ($i = x, y$)

M_{fi} (kN.m) : : moment de flexion

A_i (m^2) : : Section

table des matieres

	PAGES
Remerciement	i
Sommaire	ii
liste des symboles	iii
Introduction	1

PARTIE A ETUDE PRELIMINAIRE

chapitre I: Le vent

I.1 régime du vent	6
I.2 vitesse du vent	8
I.3 vents au Sénégal	10
I.4 potentiel éolien	10
I.5 vent à Thiès	11
I.6 choix du site	12

chapitre II: Aperçu général sur les éoliennes lentes

II.1 généralités	15
II.2 l'éolienne FILIPPINI	17

PARTIE B REALISATION

vii

Chapitre I : La tour

I.1 le type de support	24
I.2 détermination des charges	27
I.3 réactions d'appuis et tensions de câbles	28
I.4 résistance des éléments structuraux	32

Chapitre II : L'éolienne

II.1 choix des éléments du rotor	41
II.2 détermination des charges	46
II.3 calculs de dimensionnements et de vérification	49
II.4 choix des roulements	66
II.5 montage du rotor	70
II.6 le mécanisme	71

PARTIE C ETUDE EXPERIMENTALE

CONCLUSION 76

BIBLIOGRAPHIE 79

ANNEXES 82

introduction

L'idée d'utiliser l'énergie gratuite du vent pour la production de l'électricité ou l'exhaure de l'eau à partir de puits profonds est tentante et elle a fait dans le monde l'objet de très nombreuses applications.

En effet depuis l'antiquité, le vent énergie non polluée et renouvelable, a été utilisé pour fournir à l'homme la force motrice dans divers domaines :

- Traction de navires
- Entraînement des meules de moulins à vent.

Cependant, avec l'invention de la machine à vapeur, du moteur à explosion, son exploitation a été négligée et souvent abandonnée. Ce n'est que vers la moitié du 20^e siècle que l'énergie éolienne revient au plan de l'actualité.

En effet avec la diminution du stock mondial d'hydrocarbures, la demande énergétique sans cesse croissante, les craintes d'une pollution de plus en plus envahissante, l'humanité se retourne vers les énergies renouvelables. Ainsi de nombreuses recherches et applications se font dans ce domaine, mais elles sont surtout orientées à des fins de production d'énergie électrique. Cependant, dans nos régions désertées les régimes de vent sont faibles et ne présentent

2

donc pas un grand intérêt pour la production de l'électricité. En plus, nos populations rurales sont surtout confrontées à des problèmes d'adduction d'eau.

Voici autant de facteurs qui justifient les travaux actuels de nos chercheurs pour l'utilisation de l'énergie éolienne à des fins d'exhaure d'eau.

Dans nos campagnes, l'approvisionnement en eau des hommes et du bétail est fréquemment insuffisant et on est parfois obligé en saison sèche de faire de grandes distances pour aller chercher de l'eau.

Les conditions géologiques, météorologiques, économiques...etc sont extrêmement diverses dans ces lieux et les types de points d'eau (puits, forages...etc) ainsi que leurs caractéristiques sont très variables d'un point à un autre. Le problème est alors d'amener l'eau à la surface de la manière la plus économique possible. Les pompes à main et les norias à traction animale, actuelles ne semblent convenir pour diverses raisons, que dans les zones à nappes peu profondes.

Dans ces conditions donc, l'énergie éolienne peut être utilisée.

Au Sénégal, les applications se sont faites jusqu'à maintenant avec deux types d'éoliennes :

le rotor SAVONIUS et l'éolienne multipales.
Mais, en 1979 des études ont été effectuées
dans nos laboratoires sur un modèle d'éolienne
appelé FILIPPINI (du nom de son inventeur); et les
résultats ont été plus performants que ceux des deux
types cités. C'est donc à partir de ces résultats
que nous comptons réaliser notre prototype.

PARTIE A
ETUDE
PRELIMINAIRE

chapitre I
le vent

I.1 REGIME DU VENT

I.1-1 circulation atmosphérique

Sous l'action des différences de pression atmosphérique entre les aires cycloniques et anticycloniques, l'air circule des hautes vers les basses pressions; c'est ce qui engendre le vent. C'est avant tout un phénomène solaire qui est modifié par l'effet de rotation de la terre et par les différences de propriétés physiques entre les océans et les continents. C'est dans la partie inférieure de l'atmosphère qui contient les $\frac{4}{5}$ de la masse de celle-ci et dont l'épaisseur est de 7km aux pôles et 17km à l'équateur, que circule l'air atmosphérique. La circulation atmosphérique repose essentiellement sur trois causes principales:

- le rayonnement solaire
- la rotation de la terre
- le mouvement des masses d'air dû aux perturbations atmosphériques.

On repère la direction du vent par le côté où il souffle.

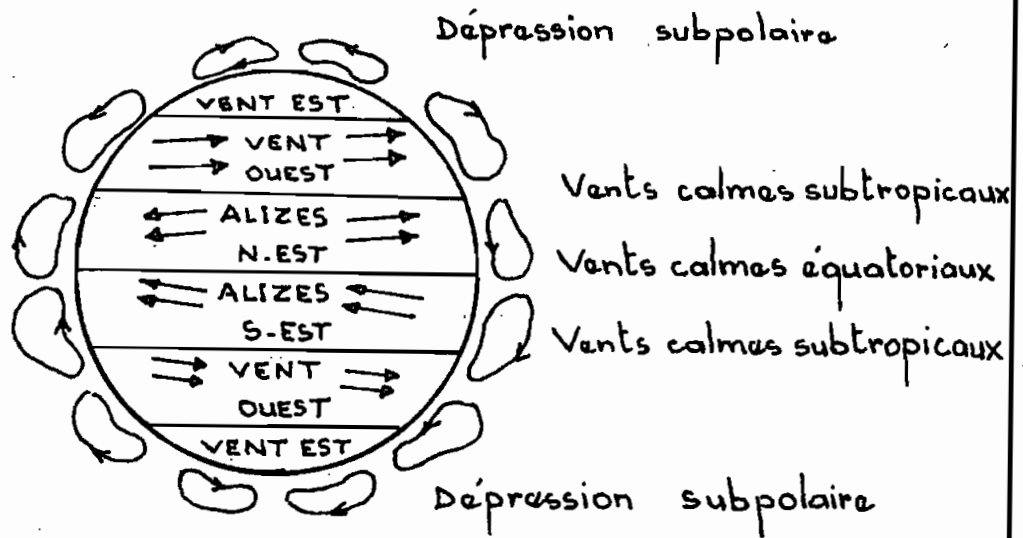
La circulation générale du vent dans l'atmosphère peut être schématisée par la figure 1

(cf [13] page 1 chapitre sur Energie éolienne)

Fig. 1

CIRCULATION ATMOSPHERIQUE (tirée de [13])

7

I.1.2 variations typiques du ventI.1.2.1 variations saisonnières

Par suite du déplacement de la surface de la terre, des zones de hautes pressions et des zones de basses pressions, la vitesse et la direction du vent varient en général au cours de l'année.

I.1.2.2 variations diurnes

Les vents subissent des fluctuations journalières qui sont dues à des effets convectifs. Ainsi, sur la petite côte, au cours de la journée, l'eau étant plus fraîche que la terre, il y a un appel d'air au voisinage du sol orienté de la mer vers la terre: c'est la brise de mer. Le soir, le phénomène s'inverse et c'est la brise de terre. Cet effet peut s'étendre jusqu'à 50 km des côtes et

autour des grands lacs. Le même phénomène existe également avec les vallées et les montagnes. Dans ce dernier cas ce sont les sommets qui s'échauffent au matin en premier et qui se refroidissent plus rapidement au coucher du soleil à cause de l'altitude.

I.1.2.3 variations instantanées.

La turbulence et les tourbillons entraînent des variations dans la vitesse et la direction. Ces perturbations sont reliées aux accidents de terrain et à la nature de la masse d'air.

I.1.2.4 variations en fonction de l'altitude.

La vitesse du vent augmente avec l'élevation par rapport au sol. La réduction de la vitesse au sol est causée par les forces de frottement dues au relief.

On exprime la loi de la variation par :

$$\frac{V}{V_0} = \left(\frac{H}{H_0} \right)^n$$

où V_0 est la vitesse mesurée à 10m du sol

n un coefficient qui correspond à la nature du terrain, et variant entre .1 et .4

H, H_0 altitudes se rapportant aux vitesses V et V_0

I.2 VITESSES DU VENT

Selon l'échelle de BEAUFORT, les vents sont classés en 17 catégories suivant leur intensité (ta.

bleau I cf. [1]).

Tableau I

Degrés Beaufort	Vitesse du vent		Description générale
	m/s	km/h	
0	0 - .4	< 1	calme
1	.5 - 1.5	1 - 5	très légère brise
2	1.6 - 3.4	6 - 11	légère brise
3	3.5 - 5.5	12 - 19	petite brise
4	5.5 - 8	20 - 28	jolie brise
5	8.1 - 10.9	29 - 38	bonne brise
6	11.4 - 13.9	39 - 49	vent frais
7	14.1 - 16.9	50 - 61	grand frais
8	17.4 - 20.4	62 - 74	Coup de vent
9	20.5 - 23.9	75 - 88	Fort coup de vent
10	24.4 - 28	89 - 102	tempête
11	28.4 - 32.5	103 - 117	violente tempête
12	32.6 - 35.9	118 - 133	Ouagan
13	36.9 - 40.4	134 - 149	
14	40.1 - 45.4	150 - 166	
15	45.1 - 50	167 - 183	
16	50.1 - 54	184 - 201	
17	54.1 - 60	202 - 220	Cyclone

I.3 VENTS AU SENEGAL

Le SENEGAL se trouve dans la zone tropicale caractérisée par les alizés du Nord-Est de Décembre à Juin et la mousson du Sud-Sud Ouest de Juin à Septembre. La fin de l'hivernage voit des vents faibles et variables. Les zones les plus favorables pour la production de l'énergie éolienne sont situées dans la bande côtière entre DAKAR et SAINT-LOUIS: les NIAYES.

Voici quelques données inhérentes au SENEGAL (cf [13]). Moyennes maximales et minimales

DAKAR

Max: 6,4 m/s	Min: 3,6 m/s	Annuelle: 4,9 m/s
Avril	Septembre	

MATAM

Max: 1,4 m/s	Min: 0,2 m/s	Annuelle: 0,6 m/s
Juillet	Décembre	

I.4 POTENTIEL EOLIEN

On évalue le potentiel éolien à partir des courbes classées. Ces courbes obtenues par relevés, indiquent la période de temps pendant laquelle le vent a

soufflé avec telle intensité; et la durée annuelle pendant laquelle les vents sont compris entre telles vitesses. Autre facteur à évaluer est la période d'improductivité; c'est à dire la période de temps consécutive où le vent a soufflé à une vitesse inférieure à celle de démarrage de l'éolienne.

Ainsi la connaissance de ces courbes classées permet de déterminer l'énergie susceptible d'être produite. Celle-ci est proportionnelle au cube de la vitesse (cf. [1])

$$E = k \int^t v^3 dt$$

k: coefficient de proportionnalité.

I.5 VENTS A THIES

Une étude comparative de mesure du vent a été effectuée au centre météorologique de THIES et à l'école Polytechnique (cf [5]). Selon cette étude, le vent à THIES est quasi-stable sur l'année et souffle suivant la direction Nord-Sud.

Nous présentons en annexe les résultats obtenus. Par ces mesures nous constatons que la vitesse du vent est maximale en Décembre, Janvier et Février; le maximum d'énergie serait donc

disponible en ces trois mois.

Le service météorologique de THIES donne également quelques résultats de la vitesse du vent en fonction de la durée (annexe A page 100) ; et il apparaît que pour les 55% du temps, la vitesse du vent est supérieure à 3 m/s. Ainsi, nous évaluerons les caractéristiques de notre appareil selon la vitesse moyenne de 3 m/s.

I.6 CHOIX DU SITE

On choisit pour le site, les endroits dégagés avec si possible des accélérations de terrain comme une rangée de collines ou une colline isolée. On peut ainsi atteindre des améliorations de 40% à 80% dans le premier cas et 20% à 40% dans le second.

Nous devons également tenir compte de la nature du sol pour les ancrages des haubans.

Le site qui satisfait le mieux à ces critères et qui est le plus proche de nos laboratoires (pour permettre une surveillance continue et une intervention rapide) est le terrain qui s'étend entre la phase II et l'infirmierie (voir figure 2)

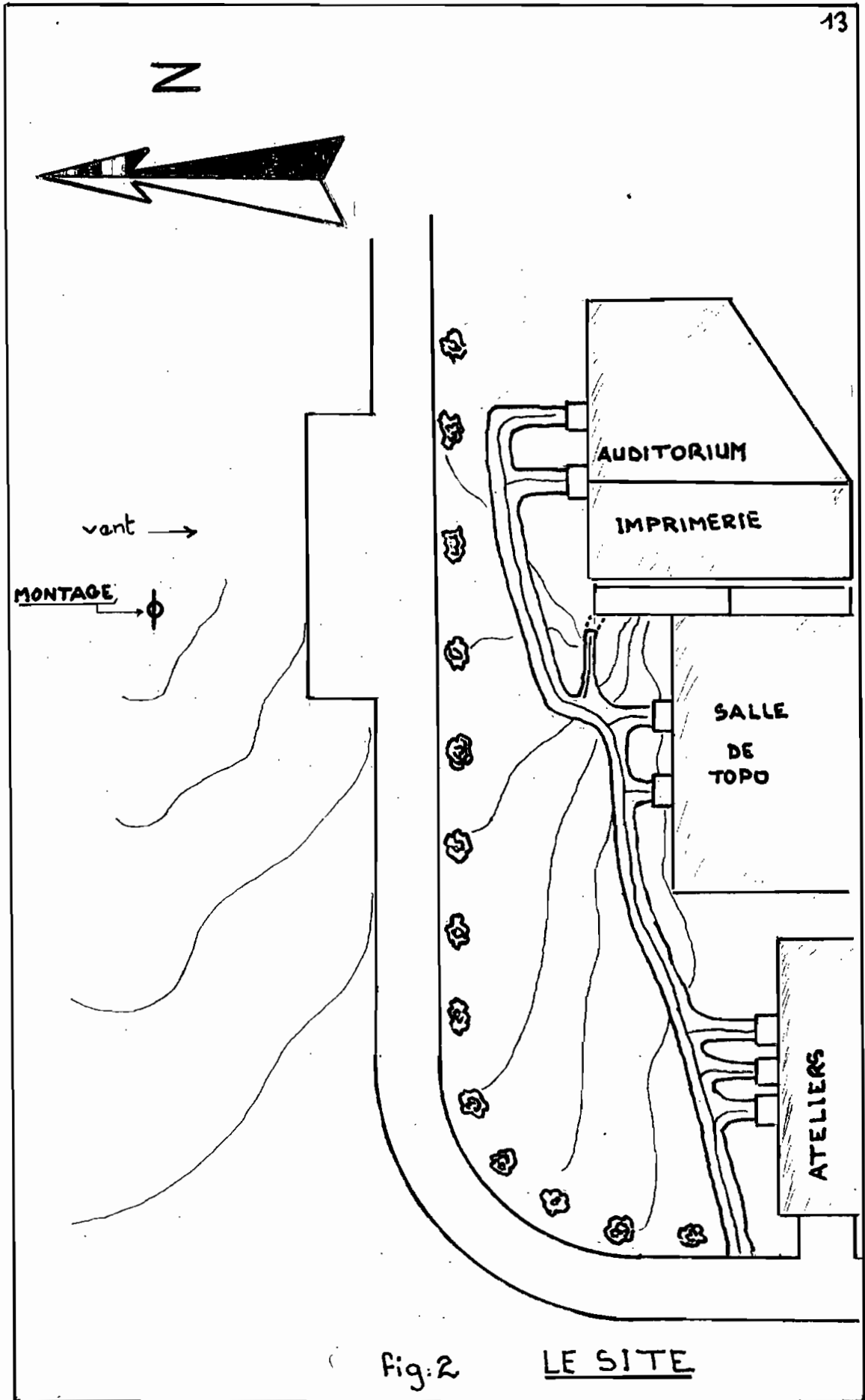


Fig:2

LE SITE

chapitre II
aperçu general
sur
les eoliennes lentes

II.1 GENERALITES

Pour le pompage de l'eau, on utilise généralement les éoliennes dites lentes à cause de leur facilité de démarrage (à des couples relativement élevés) et leur exploitation à des vitesses de vent faibles (2 à 3 m/s). Les deux principaux types les plus utilisés jusqu'à maintenant sont: l'éolienne multipales et le rotor SAVONIUS.

II.1.1 L'éolienne multipales (cf [1])

Elle a fait son apparition en 1870 en Amérique puis en Europe. Les pales dont le nombre varie de 12 à 24, couvrent toute la surface de la roue où la presque totalité (voir fig. 46 - annexe B)

A l'aval de l'éolienne, un gouvernail maintient la roue en face du vent. Les essais effectués au laboratoire Eiffel (FRANCE) montrent que le rendement énergétique est maximum aux alentours de $\lambda = 1$, ce qui correspond à une vitesse de rotation optimale de $N = 19 \frac{V}{D}$ et une valeur de $C_{p_{max}} = 0.3$. La puissance maximale susceptible d'être obtenue par ce type d'éolienne est:

$$P = 0,15 D^2 V^3 \quad (\text{voir annexe B})$$

II. 1.2 Le rotor SAVONIUS (cf. [1])

Inventé par l'ingénieur finlandais SIGURD SAVONIUS en 1924, il comporte deux demi-cylindres dont les axes sont décalés l'un par rapport à l'autre (fig. 98 annex C). Des études ont été faites par les chercheurs NEWMANN et LEK AH CHAI de l'université Mc Gill à Montréal sur les performances de ce type d'éolienne. Elles ont surtout porté sur la détermination du couple de démarrage en fonction de la position du rotor par rapport à la direction du vent, et sur la puissance fournie. Les meilleurs résultats ont été obtenus pour des rotors construits avec un paramètre $e/d = 1/6$. Le $C_{p_{max}}$ atteint alors 0,3. La puissance maximale susceptible d'être obtenue est $P_{max} = 0,185V^3$; elle est de 25 à 30% supérieure à celle pouvant être obtenue avec un rotor SAVONIUS classique de même dimension (voir annex C)

II.2 L'EOLIENNE FILIPPINI

II.2.1 Historique

L'éolienne FILIPPINI est très peu connue. Elle n'a pas été l'objet d'études et de recherches très poussées comme c'est le cas avec les deux types cités plus haut.

Inventée il ya quelques années en Ethiopie, l'éolienne qui porte le nom de son inventeur ARMANDO FILIPPINI, est une machine à axe vertical. La configuration finale de cette éolienne comme rapportée par SCHMIDT (cf. [15]) est composée essentiellement de trois (3) pales verticales reliées équilatéralement à l'axe de rotation par un jeu de tiges horizontales (fig. 1' annexe E). Chaque pale (fig 2' et 3' E) comporte deux éléments distincts ménageant entre eux un espace à travers lequel l'air s'écoule. Les formes de ces éléments, demi-cylindriques pour l'auget et courbées pour la plaque, ont été réalisées à l'aide de tôles d'acier galvanisé.

II.2.2 Caractéristiques du modèle

(cf. [11] et annexe E)

Afin de rendre les travaux de construction des

modèles réduits moins fastidieux, une forme modifiée de l'éolienne FILIPPINI a été adoptée par M^r VINH dans ses recherches. Cette forme simplifiée (fig. 4' Anx) diffère de la géométrie originale (fig. 1' Anx) par l'emploi de plaques droites au lieu de plaques courbées.

Les travaux de M^r VINH ont porté uniquement sur l'optimisation des dimensions. Les résultats obtenus sur modèles réduits ont indiqué qu'un rapport optimal du diamètre de l'auget sur le diamètre balayé de l'éolienne serait de l'ordre de $\frac{1}{3}$, et sur une gamme assez large de rapport de vitesse circonférentielle ($0 \leq \lambda \leq 1$), la courbe optimale du coefficient de puissance est supérieure à celle du rotor SAVONIUS conventionnel dont un gain de $C_{p \max}$ de l'ordre de 26% est obtenu. Les fig. 7' et 8' montrent que les meilleurs résultats concernant le couple et la puissance ont été obtenus pour les rotors construits avec un paramètre

$$\frac{d}{D} = \frac{1}{3} \quad \text{et avec } \lambda \text{ entre } 0,8 \text{ et } 0,75$$

$$C_{p \max} = 0,325$$

II.2.3 Le prototype

Nous proposons donc de réaliser un prototype

d'éolienne FILIPPINI en partant du paramètre $\frac{d}{D} = \frac{1}{3}$, mais sans les plaques, pour avoir un montage encore beaucoup plus simplifié.

Le rotor réalisé sera constitué de six (6) demi-fûts découpés dans des bidons de commerce de 230 litres.

Les dimensions sont les suivantes :

$$h = 0,90 \text{ m} \quad d = 0,58 \text{ m}$$

Les demi-fûts seront superposés en deux étages.

L'étage supérieur étant décalé de 60° par rapport à celui du bas, ceci pour que le couple de démarrage soit le plus régulier possible, de plus le démarrage se trouve facilité du fait de la disparition des zones à couple négatif. La puissance maximale susceptible d'être tirée

peut être estimée à $P_{u \max} = \frac{1}{2} \rho C_{p \max} S V^3$ [1]

En utilisant les valeurs trouvées par études expérimentales (Annexe E fig B'), on peut écrire :

$$C_{p \max} = 0,325$$

et pour $\rho = 1,1614 \text{ kg/m}^3$ (car la température ambiante moyenne est égale à $27 \pm 0,5^\circ \text{C}$)

$$P_{u \max} = \frac{1}{2} \times 1,1614 \times 0,325 S V^3$$

$$P_{u \max} = 0,19 S V^3$$

Pour notre machine

$$S = 6hd = 6 \times 0,9 \times 0,58 = 3,132 \text{ m}^2$$

$$\frac{d}{D} = \frac{1}{3} \Rightarrow D = 3d = 3 \times 0,58 = 1,74 \text{ m}$$

donc

Pour $V = 3 \text{ m/s}$ et $\lambda = 0,7$

$$P_{\text{max}} = 0,19 \times (3,132) \times (3)^2 = 16,1 \text{ w}$$

$$N = 60 \frac{\lambda V}{\pi D} = 60 \frac{0,7 \times 3}{\pi \times 1,74} = 23 \text{ tpm}$$

Après cette étude préliminaire qui nous a permis de connaître davantage notre appareil et surtout les conditions d'environnement dans lesquelles il est appelé à fonctionner, nous allons passer à la phase de réalisation.

D'après le centre météorologique de THIES, la vitesse de vent la plus élevée, qui est susceptible de se produire dans la région est de 25 m/s (soit 90 km/h).

Ainsi, nous nous baserons de cette valeur crête pour évaluer les différentes sollicitations qui puissent s'appliquer sur notre montage.

PARTIE B
REALISATION

chapitre I

la tour

I.1 LE TYPE DE SUPPORT

La tour sera réalisée en collaboration avec la mission italienne implantée au Sénégal.

Donc l'installation proprement dite sera à son actif. De notre côté, notre étude portera principalement sur la vérification des différents éléments (de la tour) aux sollicitations (Poids du rotor , force du vent ..etc).

Le type de support choisi est constitué d'un simple portique métallique soutenu par des câbles d'acier ancrés au sol (fig 4).

Il faut cependant souligner que la forme la plus adéquate serait un simple poteau qui soutiendrait directement le rotor (fig.3). En effet, avec un tel montage, il n'y aurait pas d'obstacle, la surface de captage de l'éolienne serait ainsi optimale.

Cette solution a été rejetée, surtout à cause de la complexité de sa réalisation (dimensions du poteau, modes de fixation des paliers ..etc).

Nous avons ainsi adopté le portique qui est pratique, simple à réaliser et facilite l'accès au rotor (voir schéma en détails fig.30)

Le portique est entièrement constitué de profilés normalisés, en acier.

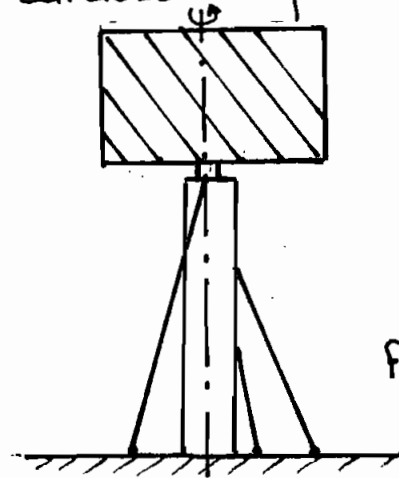
Pour les colonnes (deux).

un profilé S 100x11 en acier G40-21 M W 350^{*}
($F_y = 350 \text{ MPa}$ $F_u = 450 \text{ MPa}$)

Pour les poutres (deux)

un profilé 2 L 100x100x10 en G40-21 M W 300^{*}
($F_y = 290 \text{ MPa}$ $F_u = 450 \text{ MPa}$)

Pour les caractéristiques des profilés, se référer à [2]



TOUR ≠ COLONNE

Fig. 3

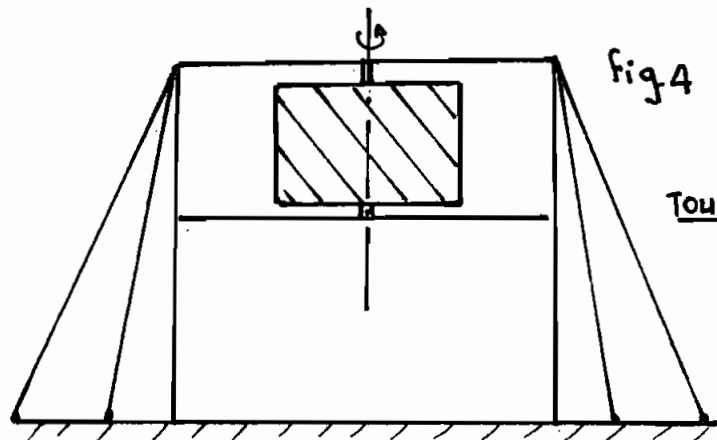


Fig. 4

TOUR EN PORTIQUE

* Identification des aciers selon la norme canadienne.

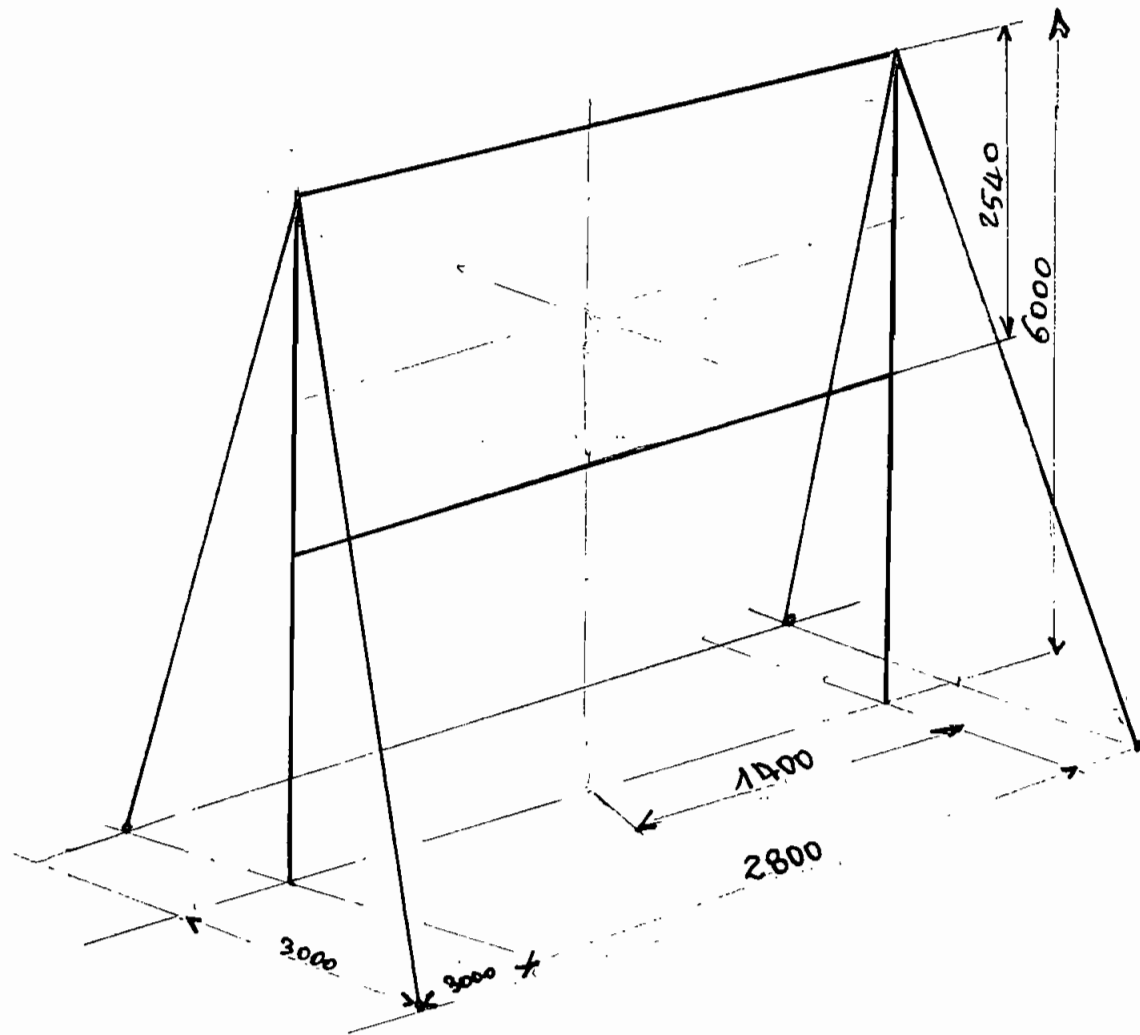


fig 30
schema de la tour

I-2 DETERMINATION DES CHARGES

I-2.1 Poids du rotor

Le rotor composé de deux étages de demi-fûts (trois par étage) et des accessoires est estimé à 1600 N supportés par le poutre du bas.

I-2.2 Poids de la structure métallique

Les dimensions sont données à la fig.

Les caractéristiques des profilés dans [2].

- Poids des colonnes

$$P_c = 2 \times 6 \times 0,111 = 1,332 \text{ kN} = 1332 \text{ N}$$

- Poids des poutres

$$P_p = 2 \times 2,8 \times 0,293 = 1,641 \text{ kN} = 1641 \text{ N}$$

- Poids de la structure

$$P_s = P_c + P_p = 4614 \text{ N}$$

I-2.3 Force de Trainée sur le rotor

Elle a été calculée à la page 47 : $F = 370 \text{ N}$

I-2.4 Force de Trainée sur la structure

Selon le code national du Batiment Canadien

(CNBC)[4] nous pouvons déterminer La trainée sur la structure par la formule

$$F_s = k_r \cdot C_{m\infty} \cdot C_g \cdot C_e \cdot q \cdot A_s$$

$$A_s = 2 \times (6 \times 0,067) + 2 \times (2,8 \times 0,1) = 1,364 \text{ m}^2$$

Le CNBC 1977 donne pour les éléments structuraux

$$C_{m\infty} = 1,8 \quad C_g = 2 \quad K_r = 1$$

$$C_e = 1,1 \text{ pour une hauteur de } 14 \text{ m}$$

$$q = C_v^2$$

V = vitesse de référence à 10 m au dessus du sol ($25 \text{ m/s} = 90 \text{ km/h}$)

$$c = 50 \times 10^{-6}$$

$$q = 50 \times 10^{-6} \times 90^2 = 405 \text{ N/m}^2$$

$$\text{donc } F_s = 1 \times 1,8 \times 1,1 \times 405 \times 1,364 = 2188 \text{ N}$$

Donc La force totale de traînée F_E (sur la structure et le rotor) est $F_E = F + F_s = 2558 \text{ N}$

3 REACTIONS D'APPLIS ET TENSIONS

DE CABLES

Notre tour étant symétrique par rapport à l'axe du rotor, nous porterons donc nos calculs sur une seule moitié.

Le Point d'application des efforts

- Pour la force de traînée, la droite d'action reste invariante.

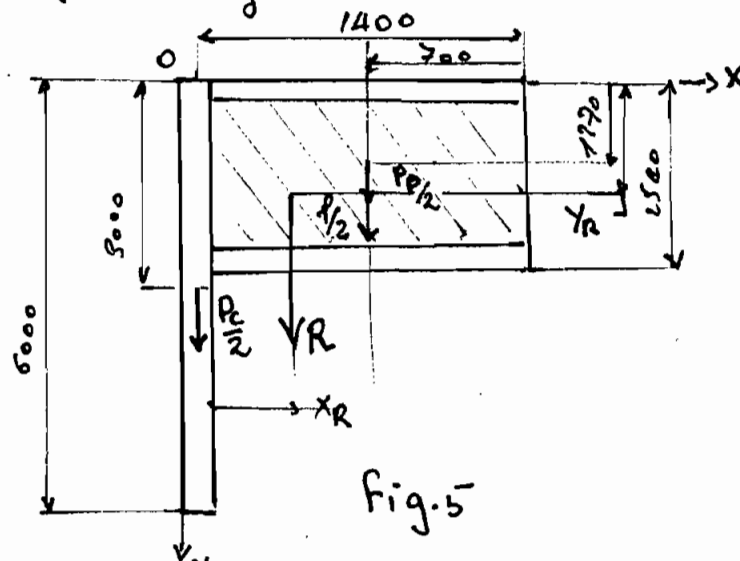
Pour les autres poids, déterminons le point d'application de la résultante R

$$R = \frac{P}{2} + \frac{P_C}{2} + \frac{P_D}{2} = 800 + 666 + 820,5 = 2286,5 \text{ N}$$

$$x_R = \frac{\sum x_i P_i}{\sum P_i} = \frac{700 \times (800 + 820,5)}{2286,5} = 497 \text{ mm}$$

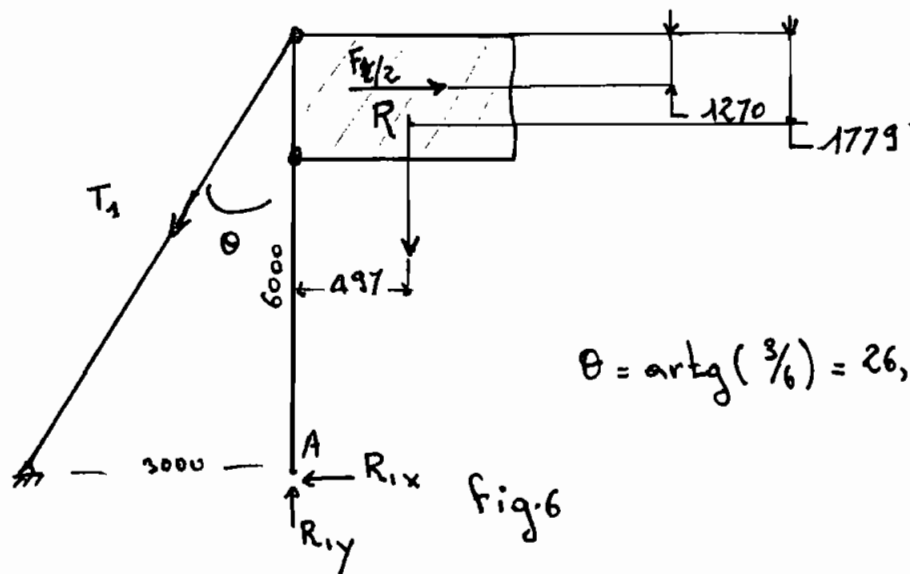
$$y_R = \frac{\sum y_i P_i}{\sum P_i} = \frac{3000 \times 666 + 1270(800 + 820,5)}{2286,5} = 1779 \text{ mm}$$

(voir fig.5: ci dessous)



Pour le calcul des réactions d'appuis et tensions de câbles, nous considérons deux cas :

1. Si le vent souffle parallèlement à la structure
2. Si il souffle perpendiculairement à cette direction.

1) cas

$$\sum M/A = 0 \quad -T_1 \sin \theta \times 6 + F_0/2 \times (6 - 1,27) + R \times 0,497 = 0$$

$$T_1 = \frac{4,73 \times 2558/2 + 2286,5 \times 0,497}{6 \sin 26,6} = 2675 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0: R_{1y} - 2286,5 - 2675 \cos 26,6 = 0$$

$$R_{1y} = 4678,4 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 0: 2558/2 - R_{1x} - 2675 \sin 26,6 = 0$$

$$R_{1x} = 81,2 \text{ N}$$

$$T_{1x} = T_1 \sin \theta = 1198 \text{ N}$$

$$T_{1y} = T_1 \cos \theta = 2392 \text{ N}$$

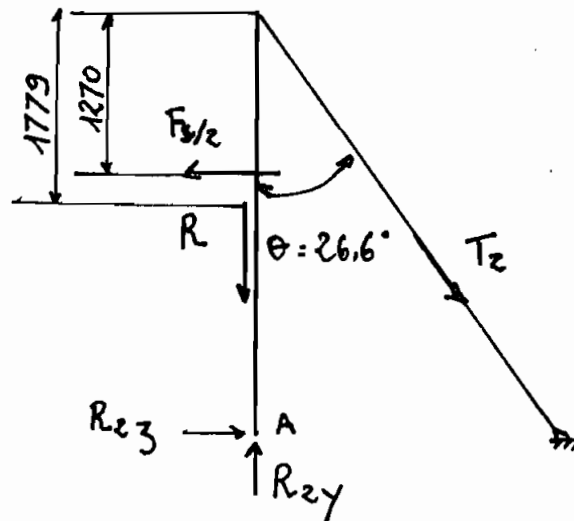
2^e cas

fig. 7

La force $F_{3/2}$ induit un couple de torsion au poteau $C = 2558/2 \times 0,7 = 895,3 \text{ N}\cdot\text{m}$

$$\sum M/A = 0 : -F_{3/2} \times 4,73 + T_2 \sin 26,6 \times 6 = 0$$

$$T_2 = 2251,8 \text{ N}$$

$$\sum F_z = 0 - F_{3/2} + R_{23} + T_2 \sin 26,6 = 0$$

$$R_{23} = 271 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0 - R - T_2 \cos 26,6 + R_{2y} = 0$$

$$R_{2y} = 4300 \text{ N}$$

$$T_{2z} = T_2 \sin \theta = 1008 \text{ N}$$

$$T_{2y} = T_2 \cos \theta = 2014 \text{ N}$$

Donc pour assurer un équilibre bien stable nous aurons au niveau de chaque appui de colonne les réactions suivantes.

$$2R_x = 2 \times 81,2 \text{ N} = 162,4 \text{ N}$$

$$2R_y = 2 \times 4678,5 \text{ N} = 9357 \text{ N}$$

$$2R_z = 2 \times 271 \text{ N} = 542 \text{ N}$$

Au niveau de chaque câble :

$$T_x = 1198 \text{ N} \quad T_y = 2398 \text{ N} \quad T_z = 1008 \text{ N}$$

$$T_r = \sqrt{T_x^2 + T_y^2 + T_z^2} = 2864 \text{ N}$$

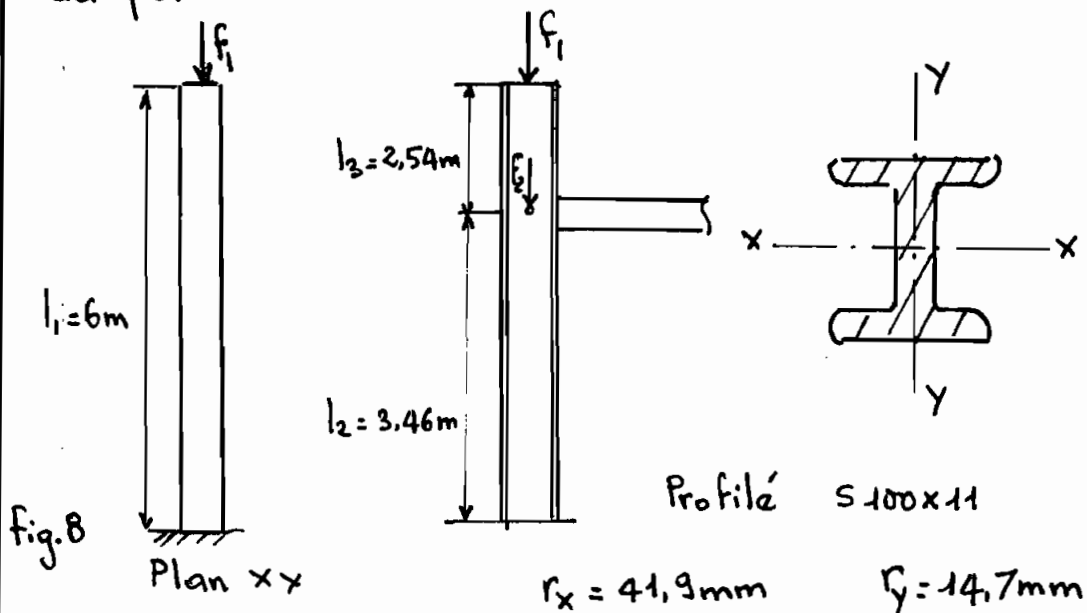
chaque colonne résistera en outre à un couple de torsion de 895,3 N.m

II-4 RESISTANCE DES ELEMENTS

STRUCTURAUX

II-4-1 Compression

Chaque colonne est soumise à un effort de compression sous l'effet des tensions de câbles et du poids du rotor.



les longueurs d'élanement suivant les deux plans

sont: Plan xx $\frac{k_1 l_1}{r_y}$

 Plan yy $\frac{k_2 l_2}{r_x}$ $\frac{k_3 l_3}{r_x}$

les k_i dépendent des types d'appuis

le code canadien [6] donne:

$$k_1 = 1,2 \quad k_2 = 0,8 \quad k_3 = 1$$

$$\text{donc } \frac{k_1 l_1}{r_y} = \frac{1,2 \times 6000}{14,7} = 490$$

$$\frac{k_2 l_2}{r_x} = \frac{0,8 \times 3460}{41,7} = 66,4$$

$$\frac{k_3 l_3}{r_x} = \frac{1 \times 2540}{41,7}$$

Nous ferons la vérification avec l'élanement maximal ($\frac{k_1 l_1}{r_y} = 490$) qui est susceptible d'induire la plus petite contrainte critique de flambage σ_{cr} .

Nous allons d'abord vérifier s'il y a possibilité d'un flambage local

$$\left. \begin{array}{l} \frac{b}{t} = \frac{67}{7} = 9,6 \\ \frac{260}{\sqrt{F_y}} = \frac{260}{\sqrt{350}} = 14 \end{array} \right\} \Rightarrow \frac{b}{t} < \frac{260}{\sqrt{F_y}} \quad (1)$$

$$\left. \begin{array}{l} \frac{h}{w} = \frac{69}{4,8} = 14,4 \\ \frac{670}{\sqrt{F_y}} = \frac{670}{\sqrt{350}} = 35,8 \end{array} \right\} \Rightarrow \frac{h}{w} \leq \frac{670}{\sqrt{F_y}} \quad (2)$$

(1) et (2) → pas de flambage local

Flambage général ?

$$\lambda = \frac{kl}{r} \sqrt{\frac{F_y}{\pi^2 E}} = 490 \sqrt{\frac{350}{1970000}} = 6,53$$

donc $3,6 \sqrt{\lambda}$

donc $\sigma_{cr} \ll F_y$ et le flambage aura lieu dans le domaine élastique

D'après l'article 13.3 de la norme S16.1-M78

la résistance pondérée à la compression C_r

$$\text{est : } C_r = 0,9 A F_y \lambda^{-2}$$

$$A : \text{aire du profilé S } 100 \times 11 = 1440 \text{ mm}^2$$

$$C_r = 0,9 \times 1440 \times 350 \times (6,53)^{-2} = 10\,638 \text{ N}$$

$$C_r \approx 10,6 \text{ kN}$$

Les forces appliquées sont :

$$F_1 = 2T_y = 2 \times 2398 = 4796 \text{ N}$$

$$F_2 = \frac{\text{Poids rotor}}{2} = 800 \text{ N}$$

Nous tenons compte seulement de F_1 qui correspond à l'élanement maximal.

Si nous considérons F_1 comme une surcharge, nous l'affectons le coefficient de pondération

1,5 (d'après le code canadien : norme can-3

S16.1-M78) [4]

Elle devient:

$$F_1' = 1,5 \times 4,8 = 7,2 \text{ kN}$$

$F_1' < C_r$ donc pas de rupture en compression ni flambage (même en ajoutant la charge du rotor).

4.2 Traction

La poutre supérieure est soumise à des efforts de traction dus aux tensions de câbles:

$$2T_x = 2 \times 1198 = 2396 \text{ N}$$

En pondérant: cette charge par 1,5

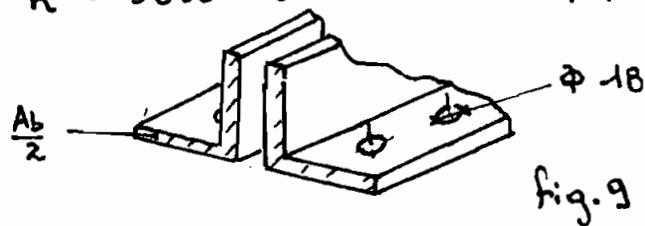
$$(2T_x)' = 1,5 \times 2396 = 3594 \text{ N}$$

Détermination de la résistance pondérée T_r

- section sollicitée A_n

$$A_b = 3800 \text{ mm}^2$$

$$A_n = 3800 - 2 \times 10 \times 18 = 3440 \text{ mm}^2$$



$$\frac{A_b}{A_n} = \frac{3800}{3440} = 1,105$$

$$\frac{F_y}{F_u} = \frac{290}{450} = 0,644$$

$$\frac{A_n}{A_b} > \frac{F_y}{F_u}$$

Donc, d'après la norme S16 M78 [4]

$$T_r = 0,9 F_y A_n$$

$$T_r = 0,9 \times 290 \times 3440 = 897\,840 \text{ N}$$

$$T_r = 897,8 \text{ KN}$$

$(2T_x)' \ll T_r$ donc pas de rupture par traction.

II 4-3 Flexion

Nous avons deux possibilités de flexion au niveau de notre structure

a. Flexion des colonnes sous l'effet des différentes sollicitations.

Le moment maximal sur la colonne est :

$$M_{f, \max} = 2R_x \times 4,730$$

$$M_{f, \max} = 162,4 \times 4,730$$

$$M_{f, \max} = 0,77 \text{ KN}\cdot\text{m}$$

Le moment pondéré est

$$M'_{f, \max} = 1,5 \times 0,77 = 1,155 \text{ KN}\cdot\text{m}$$

Le flambage local est possible.

(Classe 3). La clause 13.5 du code canadien donne la valeur du moment résistant pondéré

$$M_r : M_r = 0,9 S_x \times F_y$$

$$M_r = 0,9 \times 49,4 \cdot 10^3 \times 350$$

$$M_r = 15,56 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

$M'_{f_1 \max} < M_r$ la résistance est assurée.

b. Flexion de la poutre inférieure sous la charge concentrée du rotor

$M'_{f_2 \max}$: le moment maximal pondéré

$$M'_{f_2 \max} = 1,5 \times 1,6 \times 2,8 / 2 = 3,36 \text{ kN}$$

le moment maximal trouvé est faible

(comme dans le cas précédent) donc il n'affecte pas la résistance de la poutre inférieure.

Nous jugeons donc qu'il est inutile de continuer pour déterminer le moment ultime pondéré.

Nous venons donc de vérifier les différents modes de rupture qui peuvent se produire au niveau de notre structure ; surtout aux endroits critiques. Concernant maintenant le choix des câbles, les systèmes d'ancrage et les spécifications des éléments d'assemblage, nous ne les traitons pas pour éviter de surcharger davantage notre étude (nous référons à nos collaborateurs de la mission). La fig. 28 illustre les modes de fixation de la tour.

chapitre III

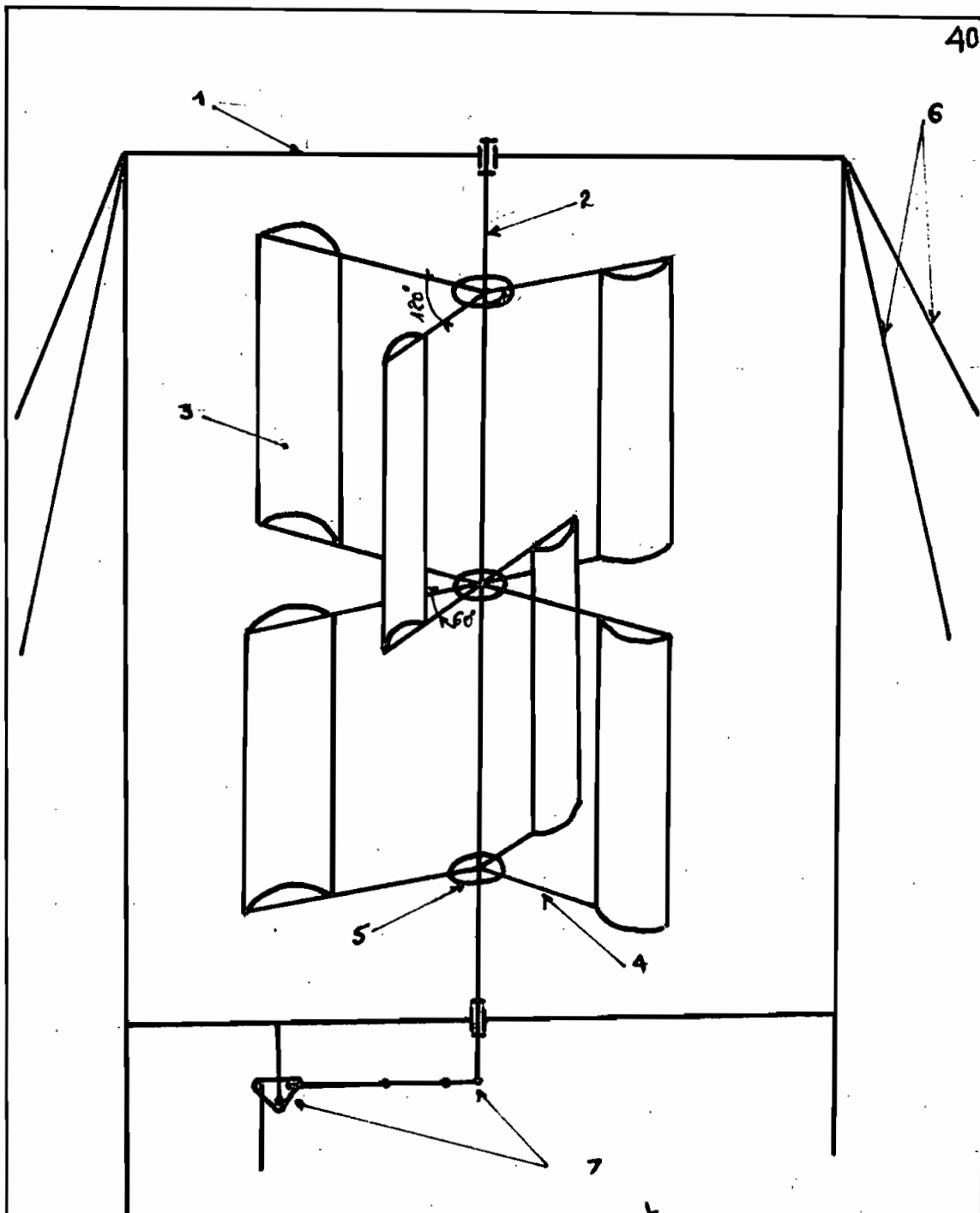
l' éolienne

Montage proposé (voir fig 10)

C'est un montage auto-orientable constitué de deux étages. Les augets sont tous solidaires à l'arbre central par l'intermédiaire de tiges de liaison et de disques de support ; cependant, on prévoit un système de réglage permettant de les positionner à un angle de 10° autour de leurs propres axes (fig 24)

L'arbre central est relié à son extrémité inférieure par un mécanisme (bielle-manivelle et corps basculant) pour transformer le mouvement de rotation du rotor en mouvement rectiligne ; ce qui permettra d'appliquer directement des couples résistants à la machine pour tester ses capacités.

Le rotor sera supporté par une tour en portique métallique, maintenue par des câbles d'acier (étudiés au chapitre I PARTIE B)



1 Tour

5 support

2 Arbre central

6 câbles

3 Auget

7 Mécanisme

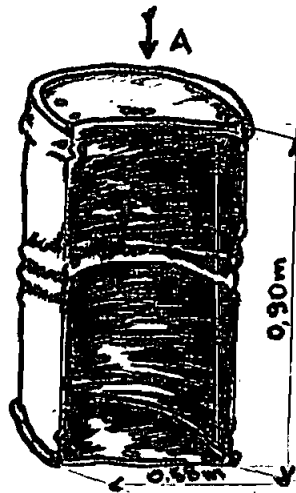
4 Tige de liaison

fig.10 schéma minimal du prototype FILIPPINI proposé

II. 1 CHOIX DES ELEMENTS DU ROTOR

II. 1.1 Les augats

Ils sont constitués de six (6) demi-fûts coupés à partir de fûts de commerce de 230l et pesant chacun 20kg



vue en A voir fig. 24

fig.11 demi.fût de 230l

II. 1.2 Tiges de liaison

Nous disposons des cornières L 50x50x5 de la norme française NF A 45 .009

Masse linéaire : 3,77 kg/m

$I : 11 \text{ cm}^4$

Les tiges seront au nombre de douze (12) et leur longueur est fonction du diamètre D balayé par le rotor ($D = 1,74 \text{ m}$ voir page 20)

Donc d'après la figure la longueur d'une tige est égale à $\frac{D}{2} = \frac{1,74}{2} = 0,87 \text{ m}$. Il faut soustraire de

cette valeur le rayon de l'axe (30 mm) et une résar-
ve d'environ 5 mm. Donc la longueur effective
est 0,835 m. Les tiges seront percées de
trous à leurs extrémités pour permettre de fixer
les demi-fûts et d'assurer la liaison avec les dis-
ques de support (voir fig 23).

II.1.3 Arbre central (voir DESSIN 1)

Il est constitué de deux parties :

- Deux bouts d'arbre plein en acier doux au car-
bone, aux extrémités

- Un tube en acier doux à la partie centrale,
avec les caractéristiques suivantes

d_e : diamètre extérieur : 60 mm

d_i : diamètre intérieur : 52 mm

S_u : résistance à la rupture : 330 MPa

S_y : limite d'élasticité : 210 MPa

Cette répartition de l'arbre central permet
de faire l'ajustement du rotor aux paliers (ce qui
se fait en arbre plein) et de diminuer le poids
mort même de l'axe (qui pourrait influencer
le couple moteur sous l'effet de son inertie).

Les systèmes de liaison entre ces éléments seront étudiés dans la partie II-5

Pour le design de l'arbre central :

le tube choisi sera vérifié en ses zones critiques et les bouts d'arbre dimensionnés en fonction des sollicitations.

La fig. 12 montre les caractéristiques dimensionnelles que nous proposons pour le rotor.

II-1.4 Disques de support (fig 25 et 26 Annexe F)

Ce sont trois (3) disques en acier doux, d'épaisseur 10mm et de diamètre 310 mm.

- Les deux (2) disques sont identiques.

Ils seront disposés aux extrémités du tube, et percés de trous à chaque 120° pour permettre la liaison (par boulons) entre l'arbre central et les tiges (voir fig. 26)

- Le troisième sera fixé au milieu du tube et percé de trous à chaque 60° ^(*) pour maintenir les tiges inférieures du 2^e étage et celles supérieures du 1^{er} étage.

(Voir fig. 25)

(*) le décalage de 60° est expliqué à la page 19

II-1-5 Paliers

On utilisera des roulements au niveau des paliers:

- un roulement à billes pour le palier supérieur
- un roulement à rouleaux coniques pour le palier inférieur car nous considérons que toute la charge axiale sera supportée à ce niveau.

Leurs spécifications seront déterminées en fonction des charges.

II-1-6 Eléments d'assemblage

Nous utiliserons comme types de liaison entre les différents éléments de la machine :

- un assemblage par boulons (démontable)
 - ou un assemblage par soudure (fixe)
- suivant les cas.

II-1-7 Mécanisme

Il est illustré sur le schéma de la fig. 22. Il fera l'objet d'une étude particulière.

On fixe à priori le bras de manivelle à 100 mm (voir fig. 12) ; cela nous permettra de calculer l'effort transmis par le rotor à la sortie.

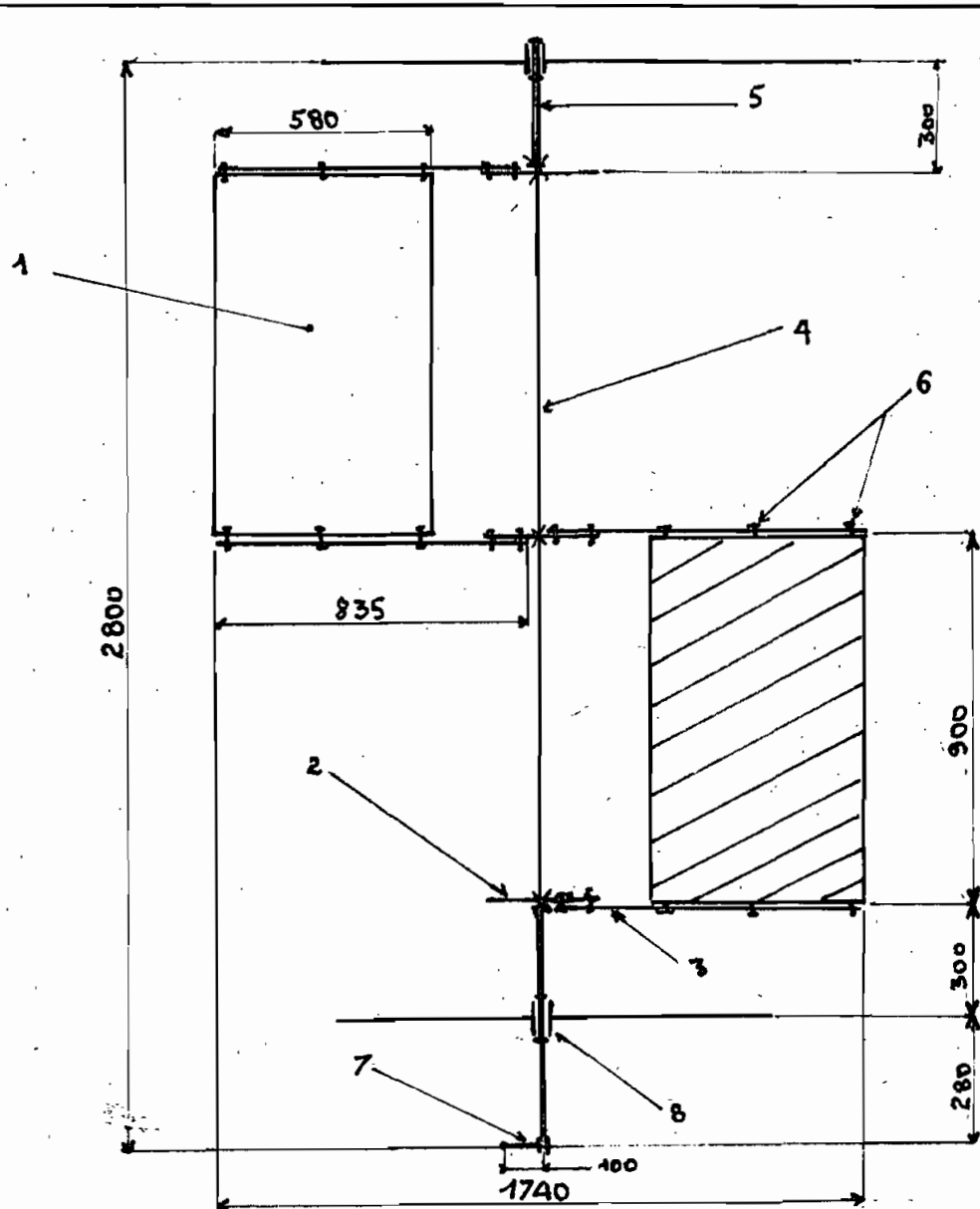


Fig. 12 schéma simplifié du rotor (en coupe)

- | | | | |
|---|-------------------|---|-------------------|
| 1 | Auget | 6 | boulons |
| 2 | disque de support | 7 | bras de manivelle |
| 3 | tige de liaison | 8 | Palier |
| 4 | tube | | |
| 5 | bout d'arbre | | |

II.2 DETERMINATION DES CHARGES

SUR LE ROTOR

II.2.1 Poids mort du rotor : P

II.2.1.1 Poids des augets : P₁

$$P_1 = 3 \times 20 \times 9,81 = 588,6 \text{ N}$$

II.2.1.2 Poids des tiges de liaison : P₂

$$P_2 = 12 \times (0,835 \times 3,77 \times 9,81) = 370,6 \text{ N}$$

II.2.1.3 Poids de l'arbre central : P₃

$$\text{masse tube} = 8,1 \text{ kg}$$

masse bouts d'arbre : estimons la à 8 kg

$$P_3 = 9,81 (8,1 + 8) = 158 \text{ N}$$

II.2.1.4 Poids des disques de support : P₄

$$\text{masse d'un disque} = 8 \text{ kg}$$

$$P_4 = 3 (9,81 \times 8) = 235,4 \text{ N}$$

II.2.1.5 Poids des accessoires : P₅

Ex: boulons, pièces auxiliaires : estimons

la masse totale à 10 kg

$$P_5 = 9,81 \times 10 = 98,1 \text{ N}$$

$$P = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5$$

$$P = 588,6 + 370,6 + 158 + 235,4 + 98,1 = 1451 \text{ N}$$

II-2.2 Force de traînée sur les augets : F

D'après la page 43 de cf. [1], la force qui s'exerce sur les augets est donnée par la formule

$$F = \frac{1}{2} \rho C_p S V^2 \quad [1]$$

F est maxi quand $v = 25 \text{ m/s}$ (vitesse maxi)

$$C_p = C_{p_{\max}} = 0,325$$

$$S = 3,132 \text{ m}^2$$

$$\rho = 1,1614 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{donc } F = \frac{1}{2} \times 1,164 \times 0,325 \times 3,132 \times 25^2$$

$$F = 370 \text{ N}$$

II-2.3 Force transmise au mécanisme : F'

le couple moteur $T = F(D-d)/2$

$$T = 370 \left(\frac{1,74 - 0,58}{2} \right) = \frac{429,2}{2} \text{ N}\cdot\text{m} = 214,6 \text{ Nm}$$

De même, au niveau de l'arbre de sortie

$T = F' \times l$ avec l : longueur du bras de manivelle ($l = 0,1 \text{ m}$)

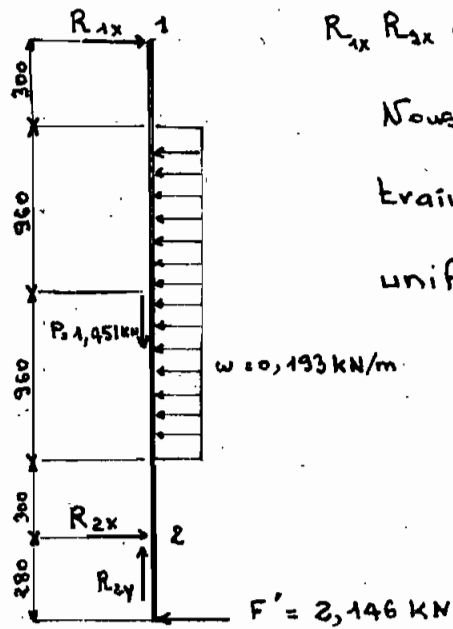
donc

$$F' = \frac{T}{l} = \frac{429,2}{2 \times 0,1} = \frac{4292}{2} \text{ N}$$

$$F' = 2146 \text{ N}$$

II.2.2 Diagrammes de chargement

II.2.2.1 Réactions d'appuis



R_{1x} , R_{2x} et R_{2y} réactions aux papiers.

Nous considérons que la force de trainée engendre une distribution uniforme w

$$w = 0,370 / (0,96 + 0,98)$$

$$w = 0,193 \text{ kN/m}$$

$$F' = 2,146 \text{ kN}$$



fig. 13

$$\bullet \sum F_y = 0 \Rightarrow R_{2y} - 1,451 = 0 \Rightarrow R_{2y} = 1,451 \text{ kN}$$

$$\bullet \sum M_{/2} = 0 \Rightarrow R_{1x} \times 2,52 + 2,146 \times 0,98 = 0,37 \times 1,26 = 0$$

$$R_{1x} = -0,053 \text{ kN}$$

$$\bullet \sum F_x = 0: 2,146 - (0,37 + 0,053) + R_{2x} = 0 \Rightarrow R_{2x} = 2,57 \text{ kN}$$

II.2.2.2 Diagrammes des efforts tranchants et moments fléchissants

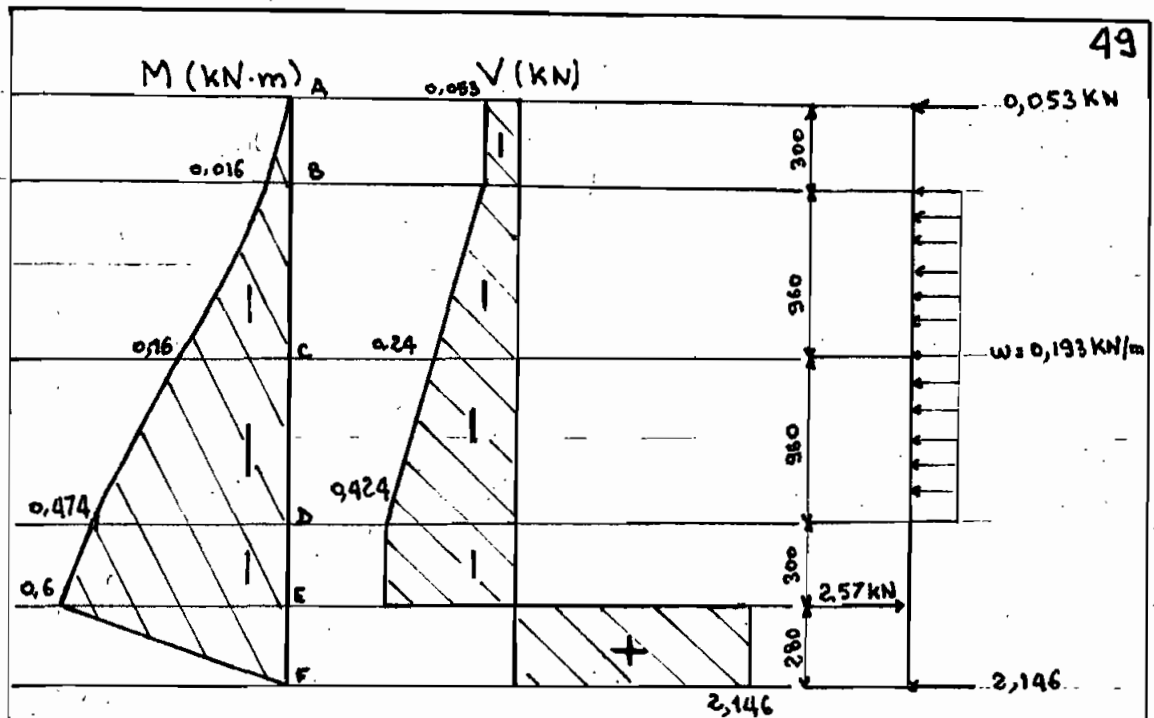


fig. 14

II - 3 CALCULS DE DIMENSIONNEMENTS ET DE VERIFICATIONS

Nos calculs porteront essentiellement sur le dimensionnement des bouts d'arbre et la vérification du tube central pour assurer une certaine marge de sécurité à notre machine.

Nous vérifierons également les déformations induites par les charges et la résistance des éléments de liaison.

II - 3.1 Le tube

Nous utiliserons le critère de

SODERBERG - VON. MISES (voir cf. [8]) qui est plus sécuritaire pour estimer le coefficient de sécurité.

caractéristiques du tube (voir dessin N°1) 50

$$d_e = 60 \text{ mm}$$

$$S_u = 330 \text{ MPa}$$

$$d_i = 52 \text{ mm}$$

$$S_y = 210 \text{ MPa}$$

a. Calcul des contraintes

a.1 T non variable donc produit une contrainte constante

$$\tau_a = 0$$

$$\tau_m = \frac{16 d_e T}{\pi (d_e^4 - d_i^4)}$$

a.2 M_f produit une contrainte alternée

$$\sigma_a = \frac{32 d_e M_f}{\pi (d_e^4 - d_i^4)}$$

$$\sigma_m = 0$$

a.3 contraintes de VON-MISES

au point critique du tube central: le point D

$$\tau_a = 0$$

$$\tau_m = \frac{16 \times 0,06 \times 214,6}{\pi [(0,06)^4 - (0,052)^4]}$$

$$\tau_m = 11,6 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = \frac{32 (0,06) 474}{\pi [(0,06)^4 - (0,052)^4]} = 51,3 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = 0$$

La contrainte de VON-MISES σ' est donnée

par:
$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 - \sigma_x \sigma_y + \sigma_y^2 + 3 \tau_{xy}^2}$$

• Pour la composante alternée σ'_a :

nous avons un état de contraintes unidimensionnelles:

$$\sigma_{xa} = \sigma_a \quad \sigma_{ya} = 0$$

$$\tau_{xya} = \tau_a = 0$$

$$\text{donc } \sigma'_a = \sqrt{\sigma_a^2} = \sigma_a = 51,3 \text{ MPa}$$

• Pour la composante statique σ'_m

De même l'état des contraintes est unidimensionnel

$$\sigma_{xm} = 0 \quad \sigma_{ym} = 0$$

$$\tau_{xym} = \tau_m$$

$$\text{donc } \sigma'_m = \sqrt{3\tau_m^2} = \tau_m \sqrt{3} = 11,6\sqrt{3}$$

$$\sigma'_m = 20,1 \text{ MPa}$$

b calcul des contraintes admissibles

$$\text{Pour le tube: } S_u = 330 \text{ MPa} \quad S_y = 210 \text{ MPa}$$

$$S'_e = 0,5 S_u \quad (\text{page 41 de cf. [8]})$$

$$S'_e = 0,5 \times 330 = 165 \text{ MPa}$$

$$S_e = k_a \times k_b \times k_c \times k_d \times k_e \times S'_e$$

$$\text{Fini de surface: } k_a = 0,89 \quad (\text{meulé})$$

$$\text{Grandeur: } k_b = 0,75 \quad (d_e > 50 \text{ mm})$$

$$\text{Fiabilité: } k_c = 1 \quad (R = 0,50)$$

Température : $k_d = 1$

Divers : $k_e = 1$

(Pour tous ces facteurs : voir pages 42 à 54 de cf. [8])

Equation de SODERBERG VON MISES

$$k_f \frac{\sigma_a'}{S_e} + \frac{\sigma_m'}{S_y} = \frac{1}{n}$$

Nous considérons que le point D se situe uniquement au niveau du tube donc il n'y a pas de discontinuité localisée en ce point : $k_f = 1$

$$S_e = 0,89 \times 0,75 \times 1 \times 1 \times 1 \times 165 = 110,14 \text{ MPa}$$

calcul du facteur de sécurité n

$$\frac{51,2}{110,14} + \frac{90,1}{210} = \frac{1}{n}$$

$$n = 1,78$$

Cette valeur est assez faible car dans le cas des charges variables (comme notre cas) le facteur de sécurité est rarement inférieur à 2. Cependant, compte tenu de la probabilité de présence d'un vent de 25 m/s dans la région (d'après les informations recueillies au niveau de la station météorologique de THIES), qui est très faible, nous estimons que ce résultat est acceptable et assez sécuritaire.

II.3.2 Dimensionnement des bouts d'arbre.

Nous utiliserons la méthode du code ASME (American Society of Mechanical Engineer) qui est simple d'emploi et surtout sécuritaire. Elle permet d'évaluer rapidement le diamètre d'un arbre.

caractéristiques mécaniques

Matériau : acier doux ou carbone

$$S_u = 500 \text{ MPa}$$

$$S_y = 300 \text{ MPa}$$

$$(1) \quad S_p = 0,3 S_y \times b \quad (\text{voir page 68 cf. [8]})$$

$$S_p = 0,3 \times 300 \times 0,75 = 67,5 \text{ MPa}$$

Le calcul des contraintes basé sur le cercle de Mohr se fait avec la formule suivante :

$$(2) \quad \sigma = \frac{16}{\pi d_c^3} \sqrt{(C_m M_f)^2 + (C_T T)^2}$$

En combinant (1) et (2) on en déduit l'équation de conception suivante :

$$d_c = \left[\frac{5,1}{S_p} \left((C_m M_f)^2 + (C_T T)^2 \right)^{1/2} \right]^{1/3}$$

c'est le code ASME [8]

En général, on écrit :

$$d_c \gg \left[\frac{5,1}{S_p} \left((C_m M_f)^2 + (C_T T)^2 \right)^{1/2} \right]^{1/3}$$

Pour notre cas nous choisissons $C_m = 1,5$ $C_T = 1,25$

(voir tableau 6.2 page 69 de c.f. [B])

la formule devient :

$$d_i \geq \left[\frac{5,1}{67,5} \left((1,5 M_f)^2 + (1,25 T)^2 \right)^{1/2} \right]^{1/3}$$

Au point E :

$$d_E \geq \left[\frac{5,1}{67,5} \left((1,5 \times 600)^2 + (1,25 \times 214,6)^2 \right)^{1/2} \right]^{1/3}$$

$$d_E \geq 41,4 \text{ mm}$$

Nous prenons un diamètre normalisé de 42 mm

$$d_E = 42 \text{ mm}$$

Au point B :

$$d_B \geq \left[\frac{5,1}{67,5} \left((1,5 \times 16)^2 + (1,25 \times 214,6)^2 \right)^{1/2} \right]^{1/3}$$

$$d_B \geq 27,3 \text{ mm}$$

Nous prenons un diamètre normalisé de 28 mm

$$d_B = 28 \text{ mm}$$

Au point A :

$$d_A \geq \left[\frac{5,1}{67,5} (1,25 \times 214,6) \right]^{1/3}$$

$$d_A \geq 27,26 \text{ nous prenons } d_A = 28 \text{ mm}$$

Ces diamètres peuvent être modifiés ; En effet, leur choix définitif peut être dicté par d'autres facteurs (le choix des roulements par exemple).

II - 3.3 Vérification de la déformation latérale.

L'arbre central étant constitué de deux parties : le tube et les bouts d'arbre ; et le chargement radial n'étant pas totalement réparti sur l'axe, les calculs de déformations maximales seraient compliqués et fastidieux.

Pour des raisons de simplification des calculs nous allons considérer que :

- le tube seul constitue la partie de l'axe entre les appuis (la partie en porte à faux reste bien sûr en arbre plein)
- la charge distribuée est réduite à une résultante appliquée au centre de l'axe.

Cette approche est acceptable car le nouveau système est sous dimensionné (du point de vue calcul) donc plus défavorable.

Nous procéderons par superposition

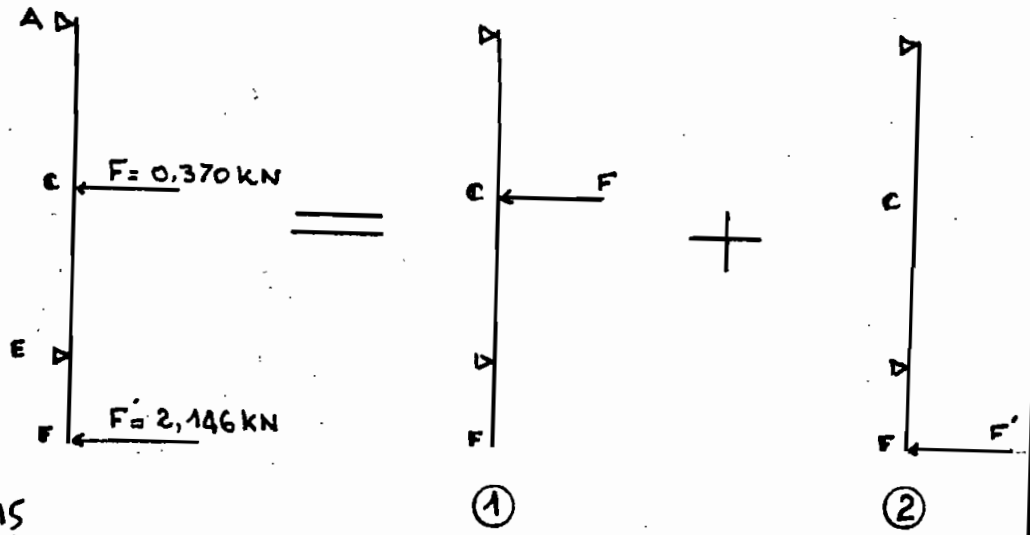


fig. 15

Les charges F et F' causent chacune une déformation aux points e et f . Pour connaître donc la déformation totale en chacun de ces points (où on aura les maximums) il s'agira d'ajouter les effets de chaque chargement (superposition).

cas (1)

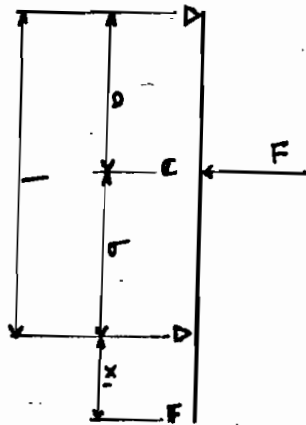


fig. 16

$$a = b = \frac{l}{2} \quad (l = 2520 \text{ mm})$$

$$I_c = \pi \frac{(60^4 - 52^4)}{64}$$

$$I_c = 277264,4 \cdot 10^{-12} \text{ m}^4$$

on prend $d_F = d_E = 42 \text{ mm}$

$$\text{donc } I_F = \pi \frac{42^4}{64}$$

$$I_F = 152745 \cdot 10^{-12} \text{ m}^4$$

$$E = 200 \text{ 000 MPa (acier)}$$

(Toutes les équations de calcul des déformations sont tirées du Tableau A 12 de cf. [7])

$$\text{en c} \quad \Delta C_1 = - \frac{F a^2 b^2}{3EI_c l} = - \frac{F l^3}{48EI_c}$$

$$\Delta C_1 (m) = - \frac{370 \times (2,52)^3}{48 \times 277264,4 \cdot 10^{-12} \times 200 \cdot 10^9} = -0,0022m$$

$$\text{en F} \quad \Delta F_1 = \frac{F a b x_1 (1+a)}{6EI_f l} = \frac{F l^2 x_1}{16EI_f}$$

$$\Delta F_1 (m) = \frac{370 \times (2,52)^2 \times 0,28}{16 \times 277264,4 \cdot 10^{-12} \times 200 \cdot 10^9} = 0,0013m$$

152745

cas (2)

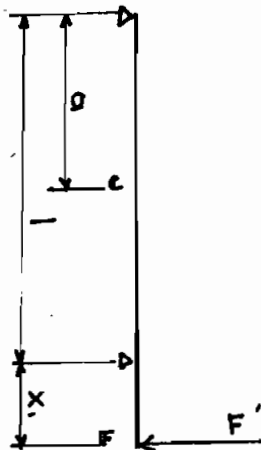


Fig. 17

$$\text{en c} \quad \Delta C_2 = \frac{F' a x_1 (l^2 - a^2)}{6EI_c l} = \frac{F' x_1 l^2}{16EI_c}$$

$$\Delta C_2 (m) = \frac{2146 \times 0,28 \times (2,52)^2}{16 \times 277264,4 \cdot 10^{-12} \times 200 \cdot 10^9} = 0,0043m$$

$$\text{en F} \quad \Delta F_2 = - \frac{F' x_1^2 (1 + x_1)}{3EI_F}$$

$$\Delta F_2 = - \frac{2146 \times (0,28)^2 (2,52 + 0,28)}{3 \times 152745 \cdot 10^{12} \times 200 \cdot 10^9} = -0,015 \text{ m}$$

Déformation totale

- au point c

$$\Delta c = \Delta c_1 + \Delta c_2 = -0,0022 + 0,0043 = 0,0021 \text{ m}$$

$$\Delta c = 2,1 \text{ mm}$$

- au point F

$$\Delta F = \Delta F_1 + \Delta F_2 = 0,0013 - 0,015 = -0,0137 \text{ m}$$

$$\Delta F \approx 14 \text{ mm}$$

La flèche maximale d'un arbre de transmission doit être inférieure à 0,1% de la portée entre les supports (page 72 de cf. [8])

$$\text{Pour notre cas} \quad \Delta_{y \max} \leq 0,1\% l$$

$$\Delta_{y \max} \leq 2,52 \text{ mm}$$

Δc est donc vérifié

Si nous utilisons cette même formule pour ΔF , nous constatons que ce dernier n'est pas vérifié. En effet la déformation en F (14 mm) est trop grande. Que faire?

Décisions

59

Nous nous proposons donc de réduire de moitié le bout d'arbre qui est en porte à faux sur le palier du bas.

Sa longueur devient $280 \text{ mm} / 2 = 140 \text{ mm}$

En reprenant les calculs de déformation, on trouve

$$\Delta F_1 = 0,00065 \text{ mm}$$

$$\Delta F_2 = -0,0036 \text{ mm}$$

$$\text{donc } \Delta F = 2,95 \text{ mm}$$

Cette valeur est légèrement supérieure à $\Delta y_{\text{max}} = 2,52 \text{ mm}$. Nous l'acceptons cependant, du fait que cette possibilité de déformation apparaît pour un vent de 25 m/s et comme nous l'avons déjà dit la probabilité de présence d'une telle vitesse de vent dans la région est très faible.

Il faut remarquer également que la réduction du bout d'arbre va influencer sensiblement les réactions d'appuis, donc les diagrammes de chargement (voir nouveaux diagrammes page suivante).

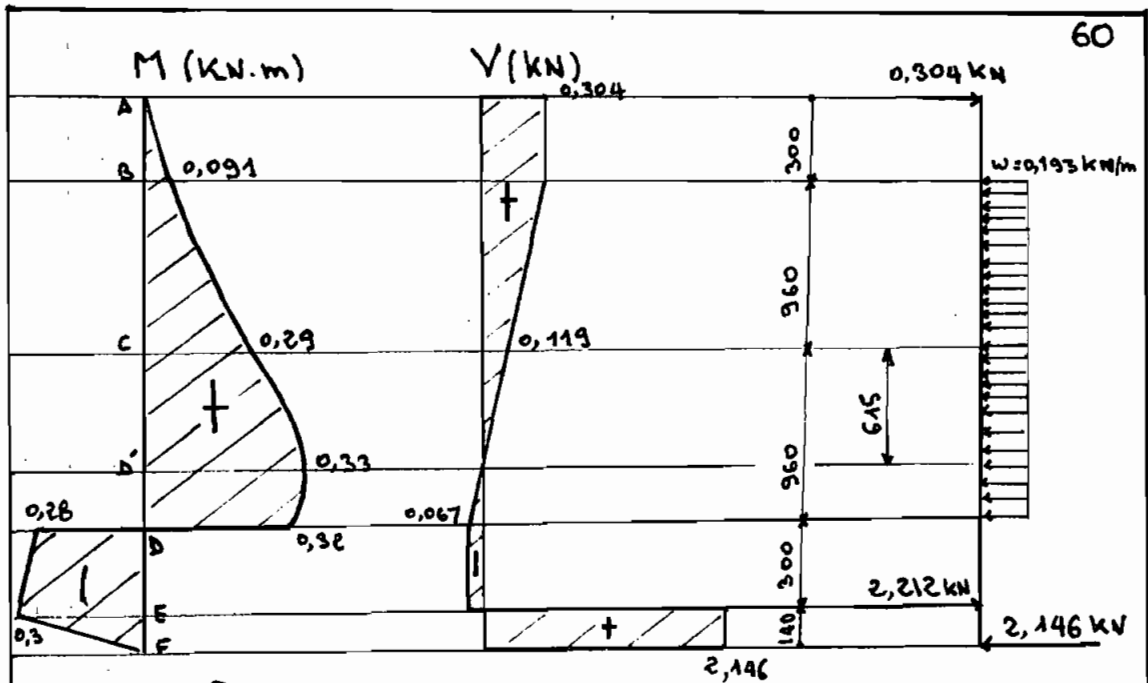


Fig.18

La charge critique devient 0,33 kN.m et s'applique au point D'. En reprenant les calculs de vérifications et de dimensionnements on trouve

- un facteur de sécurité de 2,38 donc meilleur.
- $d_E \geq 34,1 \text{ mm}$ (nous maintenons $d_E = 42 \text{ mm}$)
- $d_B \geq 28,3 \text{ mm} \rightarrow d_B = 30 \text{ mm}$
- $d_A \geq 27,26 \text{ mm} \rightarrow d_A = 30 \text{ mm}$

II.3.4 Vérification du flambage de l'axe

Nous allons considérer le cas où le tube constitue seul l'axe entre les deux paliers.

$$l = 2520 \text{ mm}$$

$$I = \pi \frac{(d_{\text{ex}}^4 - d_{\text{in}}^4)}{64} = 277264,4 \cdot 10^{-12} \text{ m}^4$$

$$A = \pi \frac{(d_{\text{ex}}^2 - d_{\text{in}}^2)}{4} = 7,037 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

k : rayon de giration

$$k = \sqrt{\frac{I}{A}} = \sqrt{\frac{277264,4 \cdot 10^{-12}}{7,037 \cdot 10^{-4}}} = 0,02 \text{ m}$$

$$(1) \quad \frac{l}{k} = \frac{2,52}{0,02} = 126$$

$$\left. \begin{array}{l} \sigma_y = 210 \text{ MPa} \\ E = 200\,000 \text{ MPa} \end{array} \right\} \text{ Pour le tube en acier}$$

$$(2) \quad \sqrt{\frac{2c \pi^2 E}{\sigma_y}} = \sqrt{\frac{2 \times 0,25 \pi^2 \cdot 200\,000}{210}} = 68,6$$

c est un coefficient qui tient compte du montage. Si une extrémité est fixe et l'autre libre (c'est le cas de notre montage) $c = 0,25$

$$(1) \text{ et } (2) \text{ montrent que: } \frac{l}{k} > \sqrt{\frac{2c \pi^2 E}{\sigma_y}}$$

donc nous utiliserons la formule d'Euler pour déterminer la charge critique au Flambement: P_{cr}

$$\frac{P_{cr}}{A} = \frac{c\pi^2 E}{(l/k)^2}$$

$$(3) \quad \frac{P_{cr}}{A} = \frac{0,25 \pi^2 \times 200000}{(2,52/0,02)^2} = 31 \text{ MPa}$$

Déterminons la charge maximum en compression sur l'axe.

Considérons que cette charge correspond au poids mort du rotor (pour être plus sécuritaire)

$$P = 1451 \text{ N}$$

$$(4) \quad \frac{P}{A} = \frac{1451}{7,037 \cdot 10^{-4}} = 2,1 \text{ MPa}$$

(3) et (4) montrent que $\frac{P}{A} < \frac{P_{cr}}{A}$
donc pas de possibilité de flambage.

II - 3-5 Résistance des tiges de liaison en flexion

Poids d'un demi-fût

$$P_f = 9,8 \times 10 = 98,1 \text{ N}$$

Force du vent sur un auget (demi-fût)

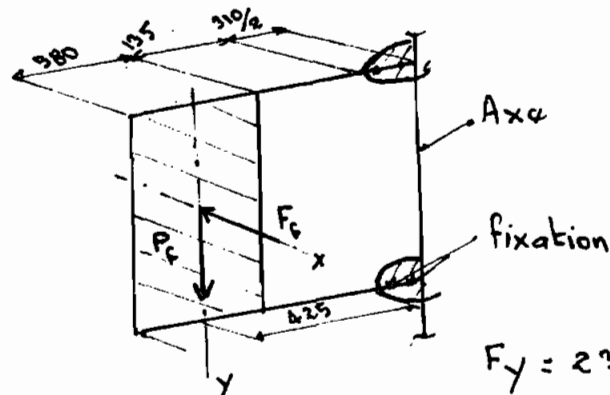
$$F_f = \frac{F}{6} = \frac{370}{6} = 61,67 \text{ N}$$

Chaque lige reprend les efforts

$$P_f/2 = 98,1/2 = 49,1 \text{ N}$$

et $F_f/2 = 61,67/2 = 30,83 \text{ N}$ (voir schéma ci-dessous)

fig. 19



$$F_y = 230 \text{ MPa}$$

lignes : L 50x50x5

$$I_x = I_y = 11 \cdot 10^8 \text{ m}^4$$

$$S_{xx} = S_{yy} = 3,05 \cdot 10^6 \text{ m}^3$$

$$M_{fx} = 30,83 \times 0,425 = 13,1 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_{fy} = 49,1 \times 0,425 = 20,87 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$\sigma_x = \frac{M_{fx}}{S_{xx}}$$

$$\sigma_y = \frac{M_{fy}}{S_{yy}}$$

$$\sigma = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2} = 1/S_{xx} \sqrt{M_{fx}^2 + M_{fy}^2}$$

$$\sigma = 1/3,05 \cdot 10^6 \sqrt{(13,1)^2 + (20,87)^2} = 8,079 \text{ MPa}$$

$$\sigma = 8,1 \text{ MPa} < F_y (= 230 \text{ MPa})$$

donc sécuritaire

II.36 Déformation des tiges de liaison

Chaque tige est soumise à une sollicitation composée de $P_f/2$ et $F_f/2$ (voir fig 19 page 63)

$$P_f/2 = 49,1 \text{ N} \quad F_f/2 = 30,83 \text{ N}$$

Donc la résultante $R_f = \sqrt{(P_f/2)^2 + (F_f/2)^2}$

$$R_f = \sqrt{(49,1)^2 + (30,83)^2} \approx 58 \text{ N}$$

La déformation a est donnée par la formule

$$a = \frac{R_f l_f^3}{3EI} \quad (\text{voir table 12 [7]})$$

$$a = \frac{58 \times (0,425)^3}{3 \times 200 \times 10^9 \times 11 \times 10^{-8}} \approx 7, \cdot 10^{-5} \text{ m}$$

Donc la déformation maximale susceptible de se produire sur les tiges est très faible et n'a aucun impact sur notre montage.

II 3.7 Résistance des boulons de liaison

disque - axe du rotor

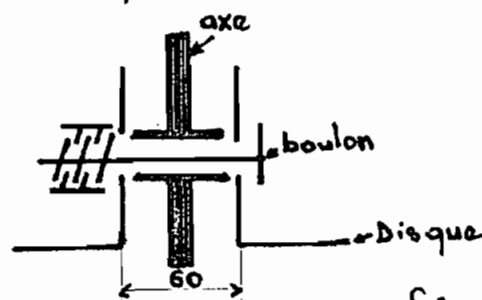


schéma de liaison

fig 20

65

Prenons des boulons HM 14 34/75 écrou HK* M14

la force de cisaillement sur le boulon est F_b :

$$\text{avec } 4 F_b = \frac{T}{d_{ex}} = \frac{214,6}{0,06} = 3577 \text{ N}$$

(Nous réaliserons en effet la liaison avec 4 boulons) donc $F_b = 894,25 \text{ N}$

La contrainte de cisaillement est donnée par:

$$\tau = \frac{F_b}{A_b} \quad A_b = \frac{\pi d_r^2}{4}$$
$$d_r = d_n - 4 = 10 \text{ mm}$$

A_b : section du boulon

d_r diamètre à la racine

d_n diamètre nominale

$$\tau = \frac{4 F_b}{\pi d_r^2} = \frac{4 \times 894,25}{\pi (0,01)^2} \approx 11,4 \text{ MPa}$$

En prenant pour les boulons l'acier au carbone doux classe 5,6 ($F_y = 300 \text{ MPa}$) nous serons loin de l'écoulement.

II 3.8 Fixation des tiges de liaison

Pour assurer les liaisons tige-Auget (demi-fû) et tiges-disques nous utiliserons le même type d'acier que précédemment avec des boulons HM 14 34/40 écrou HM 14

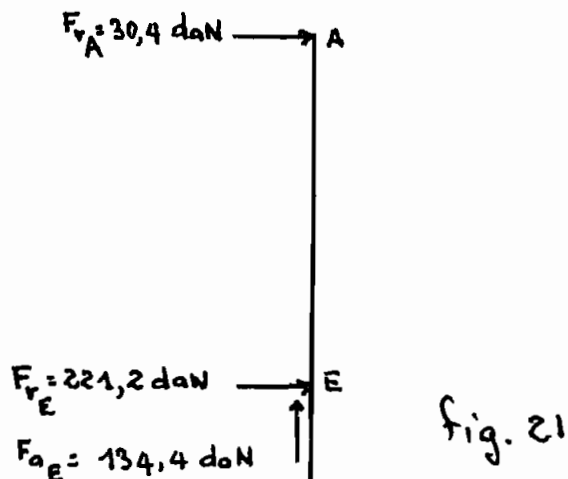
* pour permettre le goupillage des boulons (voir Annexes DA-D5)

II-4 CHOIX DES ROULEMENTS

66

II-4-1 Détermination des charges dynamiques.

Nous considérons que la charge axiale est supportée par le roulement du bas.



La vitesse de rotation du rotor pour un vent de 25 m/s (maximum) avec $\lambda = 0,7$

$$N = \frac{60 \lambda V}{\pi D} = \frac{60 \times 0,7 \times 25}{\pi \times 1,74} = 192 \text{ tpm}$$

D'après le tableau 10 cf. [8] nous choisissons

$$L_h = 25 \text{ 000 heures}$$

(Pour toutes les formules se référer à [8])

- en A

$$F_{aA} = 0 \quad F_{rA} = 30,4 \text{ daN}$$

$$V = 1 \quad k = 2 \quad (\text{car } \rightarrow \text{ des à-coups})$$

$$P = 2 \times 30,4 = 60,8 \text{ daN}$$

C : taux de charge dynamique de base

$$C = P \left(\frac{60 \times N \times L_n}{10^6} \right)^{1/3}$$

nous prenons l'exposant $1/3$ selon SKF

(voir page [9] de cf. [8])

$$C_A = 60,8 \left(\frac{60 \times 192 \times 25000}{10^6} \right)^{1/3} = 402 \text{ daN}$$

E_n **E**

$$F_{rE} = 221,2 \text{ daN}$$

$$F_{aE} = 134,4 \text{ daN}$$

$$\frac{F_{aE}}{F_{rE}} = \frac{134,4}{221,2} = 0,61$$

tableau SKF page 133 cf. [8]

donne $X = 0,4$

$Y = 1,35$

$$P = k (X V F_{rE} + Y F_{aE})$$

$$k = 2 \quad V = 1$$

$$P = 2 (0,4 \times 221,2 + 1,35 \times 134,4)$$

$$P = 540 \text{ daN}$$

$$C_E = 540 \left(\frac{60 \times 192 \times 25000}{10^6} \right)^{1/3} = 3566 \text{ daN}$$

II.4.2 Choix des roulements

68

En A

Nous choisirons un roulement à billes

de $C \gg C_A$ avec $d_{in} \gg d_A$

c'est à dire

$C \gg 402 \text{ daN}$ et $d_{in} \gg 30 \text{ mm}$

Le tableau SKF page 89 de cf. [8] donne

Le roulement 6006 $\left\{ \begin{array}{l} C = 1020 \text{ daN} \\ d_{in} = 30 \text{ mm} \end{array} \right.$

En E

Nous choisirons un roulement à rouleaux

conique avec $C \gg C_E$ et $d_{in} \gg d_E$

donc $C \gg 3566 \text{ daN}$ et $d_{in} \gg 42 \text{ mm}$

le tableau SKF page 133 de [8] donne

le roulement 32208 $\left\{ \begin{array}{l} C = 6400 \text{ daN} \\ d_{in} = 40 \text{ mm}^* \end{array} \right.$

* Nous avons pris ce diamètre ($< 42 \text{ mm}$)

car en réalité $d_E \gg 34,1 \text{ mm}$.

II-4-3 Choix des ajustements

a- Arbres pour roulements

En A

$$d_A = 30 \text{ mm}$$

le tableau SKF page [20] de [8] donne une

tolérance k5

$$30k_5 \text{ correspond à } 30^{+11}_{+2}$$

En E

$$d_E = 40 \text{ mm}$$

le même tableau donne k5

$$40k_5 \text{ correspond à } 40^{+11}_{+2}$$

b - Logements pour roulements

En A

le tableau SKF page [21] de [8] donne une tolérance de H7

Prenant le diamètre extérieur du roulement 6006 comme référence, le diamètre du logement est 55H7 (55^{+30}_0)

En E

Avec le roulement 32208, le diamètre du logement est 80H7 (80^{+30}_0)

Les ajustements sont illustrés sur la fig. 27

II.5 MONTAGE DU ROTOR (Dessin N°1)

Les différents éléments du rotor sont assemblés pour assurer le fonctionnement de la machine. L'axe tourne librement autour des paliers de roulements. Les disques, solidaires à cet axe, supportent les ensembles tiges-augets.

La disposition et l'orientation des augets ont été respectées pour favoriser le couple moteur.

Au niveau des paliers nous avons utilisé des dispositifs pour assurer l'étanchéité (couvercles, joints Paulstra . . . etc)

Tout le système est démontable.

Avant le montage du rotor sur la tour nous le soumettrons à un équilibrage statique (et dynamique si possible) pour supprimer ou minimiser les balourds qui pourraient induire des vibrations dans notre machine.

La lubrification se fera à la graisse.

Nb: Les boulons sont choisis dans le recueil de normes NFE 27/E24 (voir annexe D)

II-5 LE MECANISME

Dans cette partie nous allons étudier les caractéristiques de notre mécanisme de transformation de mouvement. En effet, la rotation du rotor doit être transformée en un mouvement linéaire dirigé de bas en haut (alternatif) de façon à pouvoir appliquer nos mesures et ultérieurement accoupler une pompe (ex: à piston).

Le mécanisme que nous adoptons est simple et universel. Il faut plutôt dire qu'il constitue la combinaison de deux mécanismes

- un mécanisme Manivelle - Coulisseau non décalé
- un mécanisme Balancier - Coulisseau

La combinaison fait ressortir un mécanisme Manivelle - Coulisseau avec changement de plan de mouvement (voir fig. 22)

Nous sommes partis avec un seul paramètre: la longueur de la manivelle que nous avons fixé à priori à 100 mm (voir fig. 12)

Pour être assez proche de nos conditions optimales de fonctionnement ($\alpha_{opt} = 90^\circ$) nous choisissons

un angle de transmission minimal (μ_{\min}) de 60°

Toutes les relations et calculs des caractéristiques du mécanisme Manivelle-coulisseau sont illustrés dans l'annexe G tirée de [12]

- Détermination de la course latérale S_{12}

$$S_{12} = 2R = 2 \times 100 = 200 \text{ mm}$$

- Longueur de la bielle L

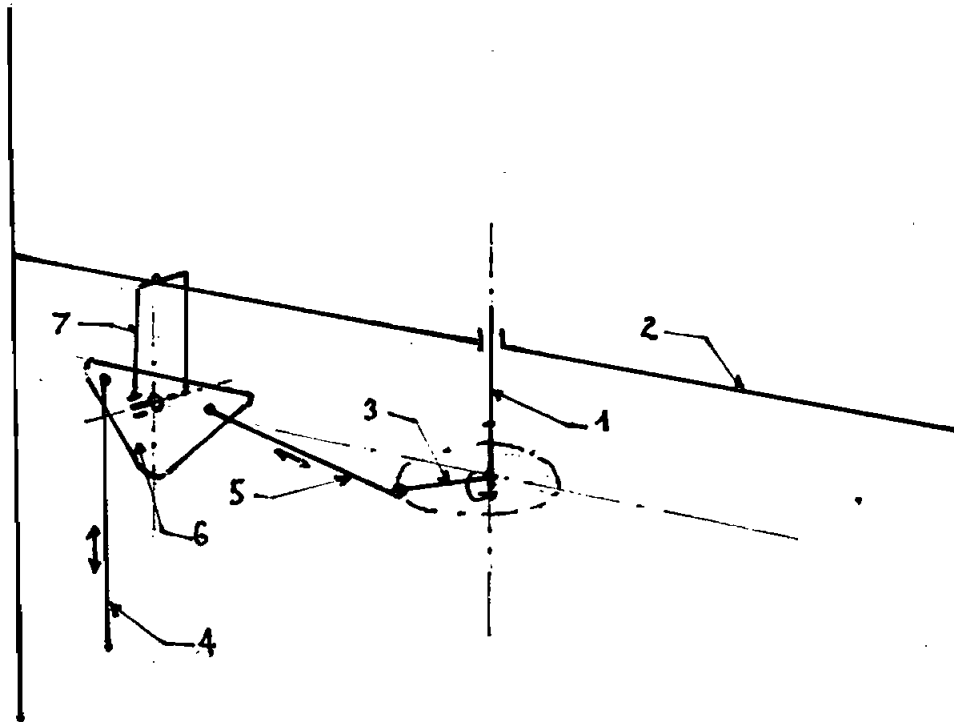
$$L = \frac{R}{\cos \mu_{\min}} = \frac{100}{\cos 60} = 200 \text{ mm}$$

Pour le mécanisme de sortie, en fixant le rayon de balayage du corps basculant à 140 mm, nous trouvons la course de sortie égale à celle d'entrée (200 mm) [voir construction: la fig 29].

En effet pour les pompes à piston (à main) la course de 200 mm est mieux conseillée.

Le dessin N°2 illustre bien le montage du mécanisme.

Une force de 2146 N s'exerce sur le bras de la manivelle (voir diagramme des efforts page 60) dans les conditions critiques de fonctionnement (vent à 25 m/s). Le choix des matériaux en tient compte.



- 1 Arbre du rotor
- 2 support de la tour
- 3 Manivelle
- 4 membrure de sortie
- 5 bielle
- 6 corps basculant
- 7 support pour 6

fig. 22

SCHEMA DU MECANISME

PARTIE C
ETUDE
EXPERIMENTALE

Après installation de notre montage, nous allons maintenant passer à l'étude expérimentale. Elle consiste à faire des essais de performance sur le terrain afin de déterminer toutes les caractéristiques de fonctionnement et d'exploitabilité de notre prototype FILIPPINI.

La machine a été réalisée

mais il reste l'installation

?

conclusion

Notre conclusion ne peut être que partielle pour l'instant. En effet, notre étude devait en principe sur deux volets : d'abord le choix du type de montage et sa réalisation ; ensuite, une étude expérimentale pour évaluer les performances de notre machine.

Dans ce dernier volet, nous avons accusé un certain retard (réception de matériaux). Néanmoins nous avons installé la tour et nous venons tout juste d'achever la réalisation du rotor. Nous comptons ainsi faire les derniers assemblages et passer aux essais. Les résultats obtenus seront analysés et joints à ce projet pour pouvoir tirer la conclusion finale.

Concernant le premier volet, rappelons que nous sommes partis des expériences faites dans nos laboratoires sur modèles réduits (Janvier 1980).

Des résultats satisfaisants ont été obtenus avec le rapport $\frac{d}{D} = \frac{1}{3}$. Nous avons donc réalisé notre prototype à la base de ces données.

Pour la réalisation proprement dite, nous avons

opter pour un montage simple et facile à entretenir. Les différents éléments étant choisis, nous avons procédé aux différents calculs de vérifications et de dimensionnements (surtout aux zones de chargements critiques) basés sur la résistance des matériaux. Certains détails et précisions ont été omis pour éviter de surcharger davantage notre étude; cependant, nous en avons tenu compte lors de la réalisation. Rappelons aussi que notre étude sur la réalisation d'un prototype de type FILIPPINI est la première au Sénégal. C'est sans doute ce manque d'expérience et surtout de références (car jus qu'ici aucune étude poussée n'a été faite pour la réalisation de ce type d'éolienne) qui a rendu notre travail difficile au départ.

Nous restons donc conscient de l'imperfection de notre travail; car un tel projet nécessiterait sans doute une étude beaucoup plus détaillée. Nous restons néanmoins optimiste pour les essais.

Si les résultats sont satisfaisants, nous souhaitons qu'une étude soit faite pour voir les possibilités

d'accoupler l'éolienne à la pompe à piston sur laquelle travaille notre collègue DIAKHATÉ pour son projet. Une étude économique est ensuite nécessaire pour estimer les coûts de fabrication, d'installation et de maintenance.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] Energie eolienne : Théorie, conception et calcul pratique des installations
par Désiré LE GOURIERES
Edition EYROLLES 1980
- [2] Metric structural steel design data
- Canadian Institute of steel Construction
1979
- [3] Supplément N°4 Code canadien du Bâtiment 1977
- [4] CAN S16.1 M78 par CMR du Canada
- [5] Quelques analyses des mesures de vitesse du vent à Thiès effectuées à l'aide d'un anémomètre à coupelles
Projet de fin d'études de
M^r René NDOUR EPT 1978

- [6] Eléments de construction: Notes de cours de M^r J.R. Murat EPM (Décembre 1980)
- [7] Mecanical Engineering Design par J.E. SHIGLEY
Mac Graw Hill book Company 1972
- [8] Organes de machines par G. Droin, R. Doré, R. Gauvin, M. Poupark, P. Thiry
H. Yelle (EPM) & Youssef (EPT)
- [9] Dessin industriel: Jensen. Mc Graw Hill 1972
- [10] Recueil de normes (E27 à E28) AFNOR
Tome 4 1975
- [11] Etude expérimentale pour l'optimisation de la performance de L'éolienne FILIPPINI simplifiée par
M^r NGUYEN DUY VINH EPT (Janvier 80)

[12] Notes de cours de Mécanisme

de M^r Y.A. YOUSSEF EPT 83

[13] Notes de cours sur Les énergies
renouvelables dispensées à EPT (1982)

[14] Etude du régime des vents
en Afrique occidentale

(Possibilités d'utilisation des éoliennes
pour l'exhaure de l'eau)

par I. CHERET

[15] "Filippini vertical axis wind rotor"

Design and construction manual prepared
for the International Development
Research Centre (Ottawa - Canada)

par W. L. SCHMIDT . Fév. 1977

annexes

- F: Dessins et illustrations
- E: caractéristiques du modèle simplifié
FILIPPINI
- A: Relevé de vitesse de vent à THIES
- B: caractéristiques de l'éolienne multipales
- C: caractéristiques du SAVONIUS
- D: Tableaux de normes de boulonneries
- G: caractéristiques du mécanisme Manivelle
coulisseau

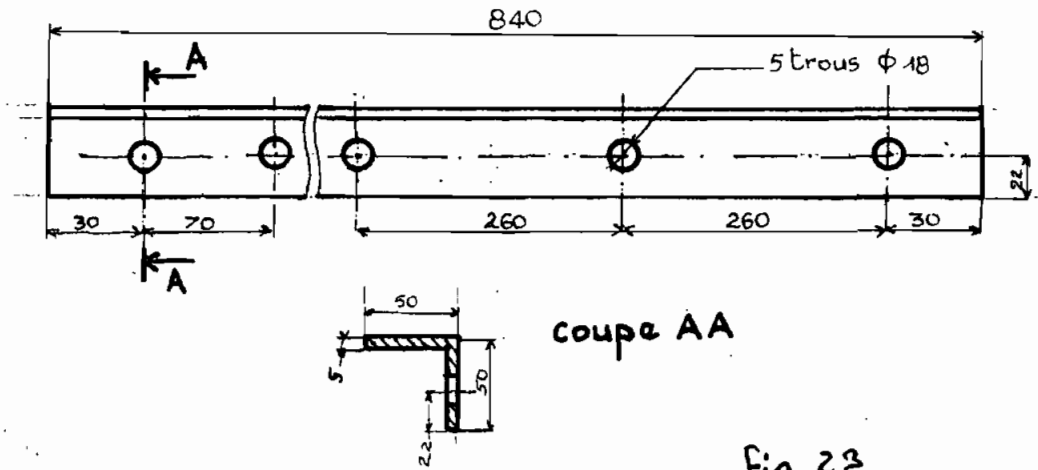


Fig. 23

Tige de liaison (L50x50x5)

Nbre: 12

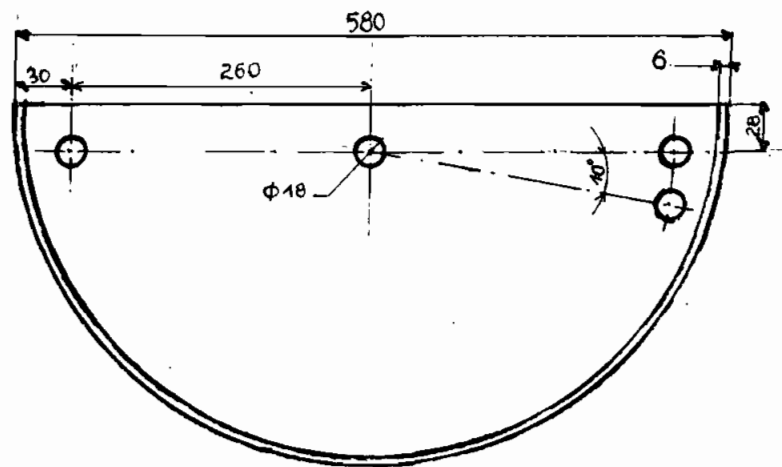
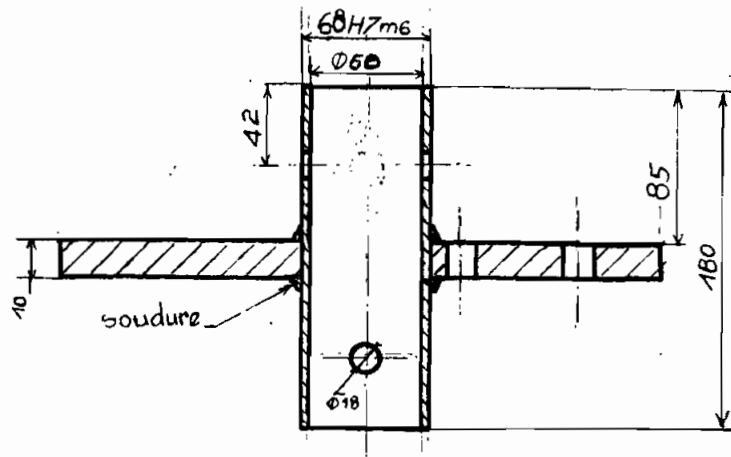


Fig. 24

Demi-fût (vue du dessus)

Nbre: 6



coupe BB

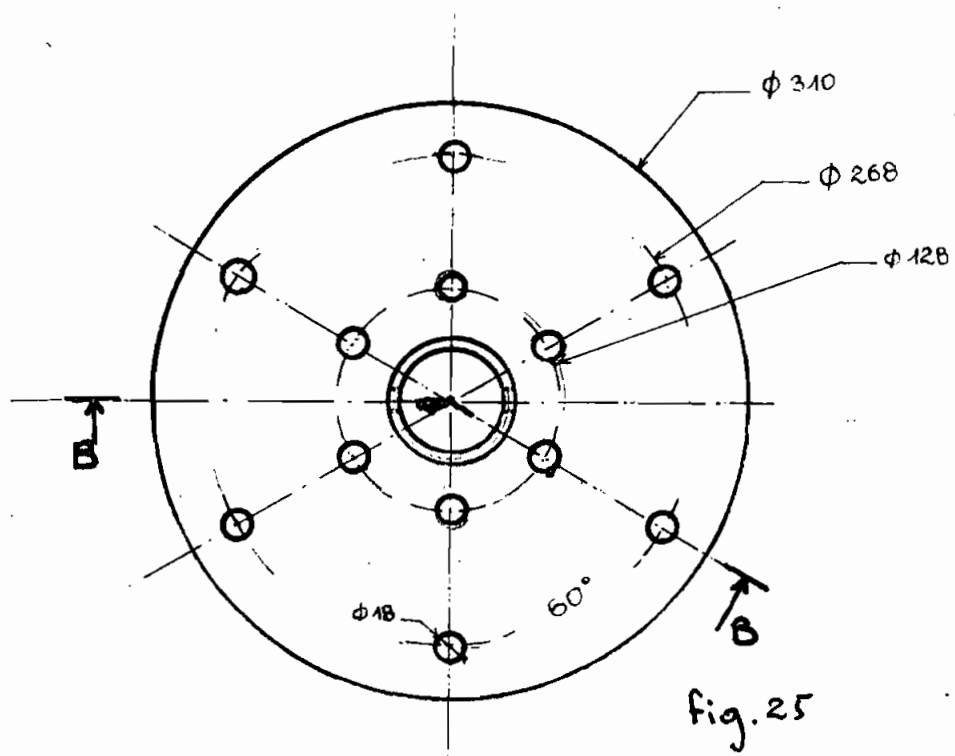
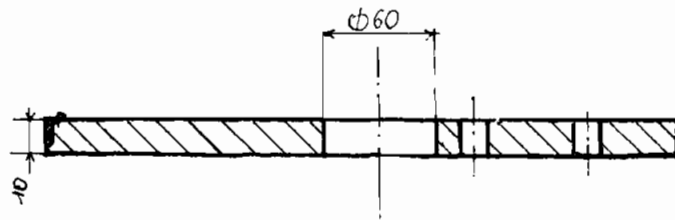


fig. 25

Disque central
Nbre 1



coupe C.C

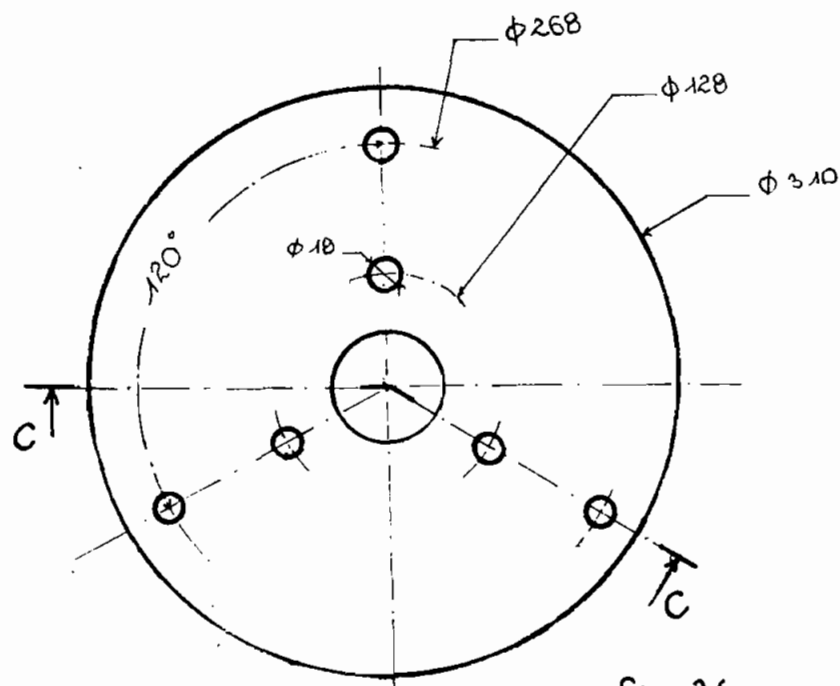


Fig. 26

Disque d'extrémité

Nbre: 2

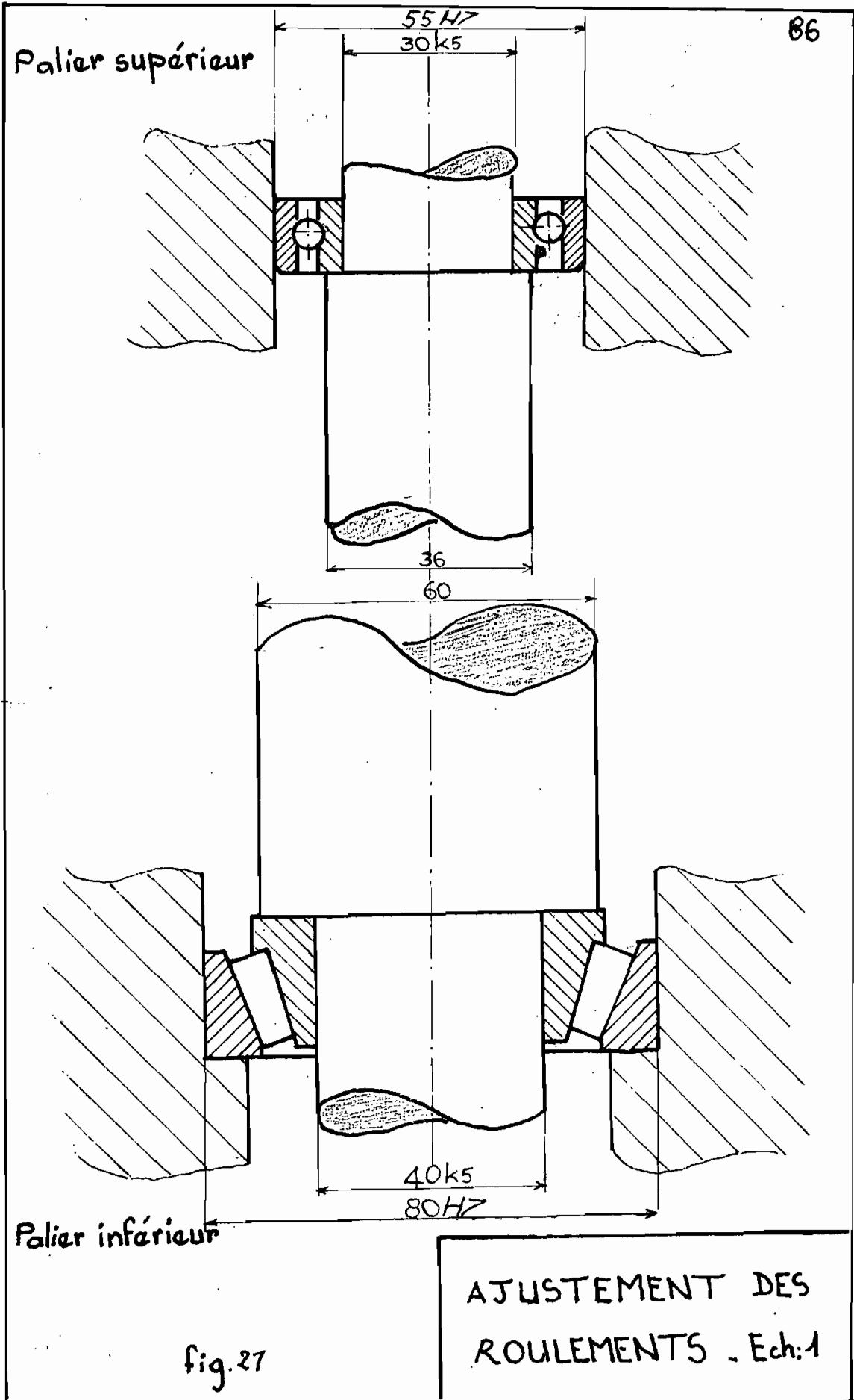
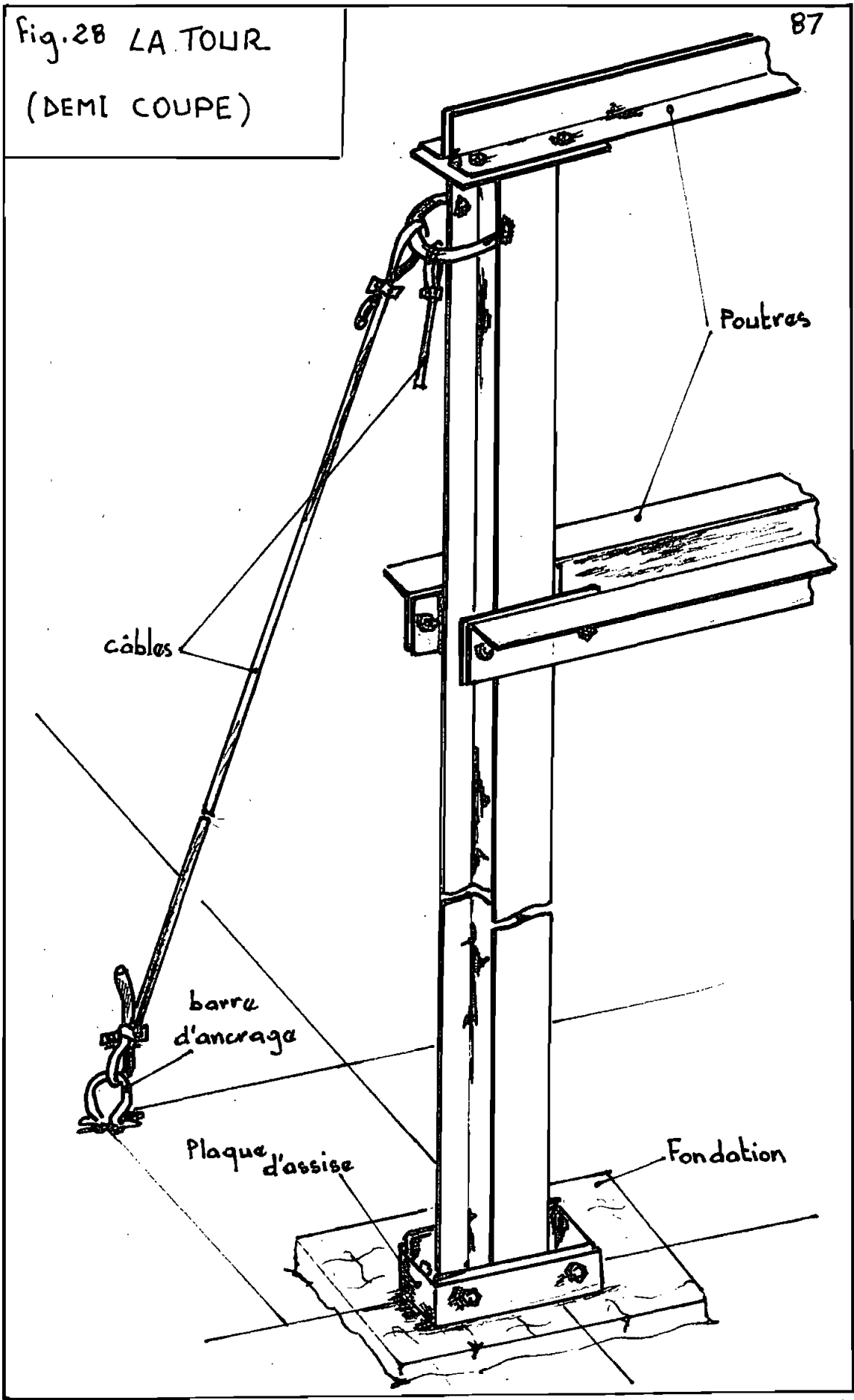
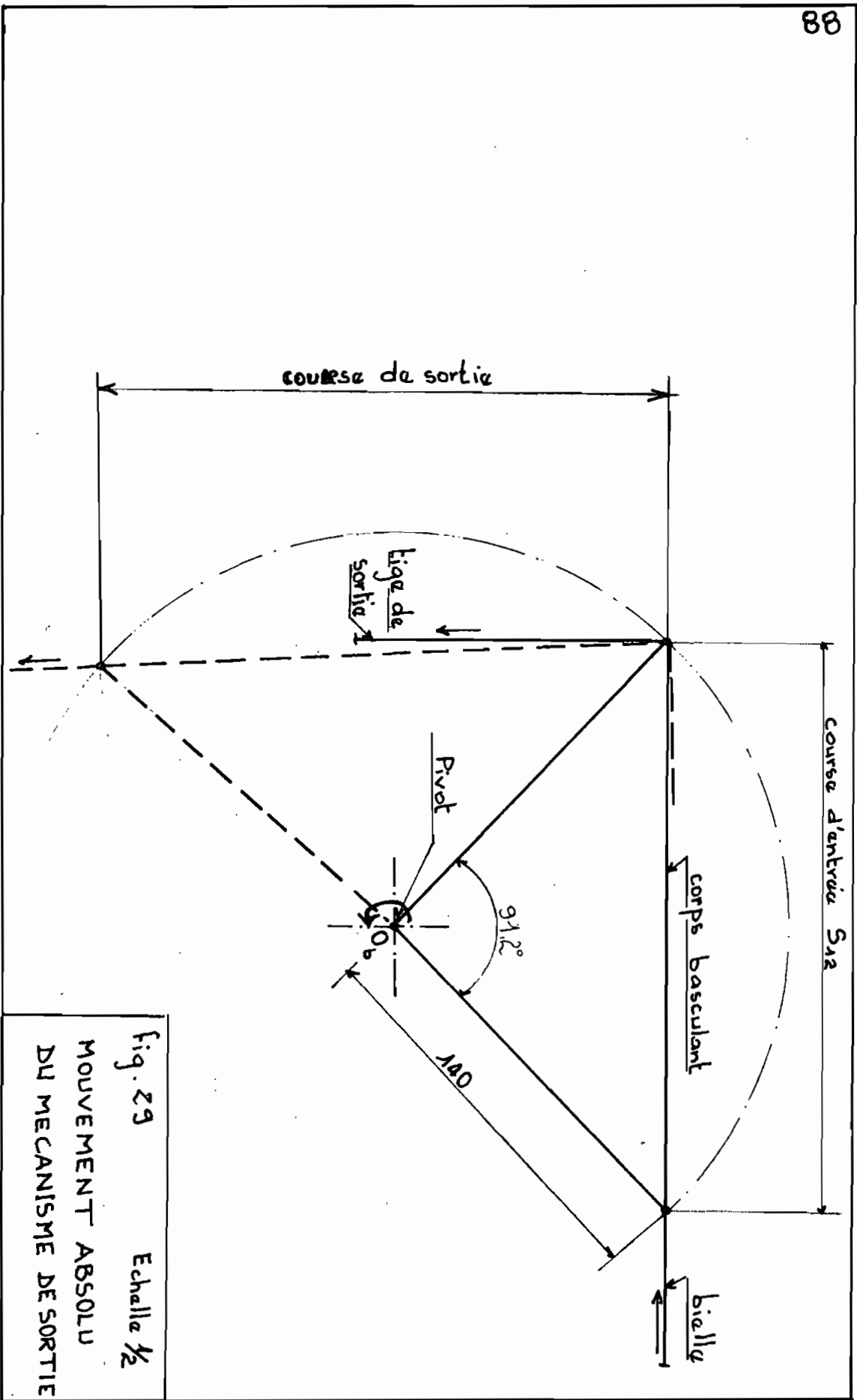


fig. 27

AJUSTEMENT DES
ROULEMENTS - Ech:1





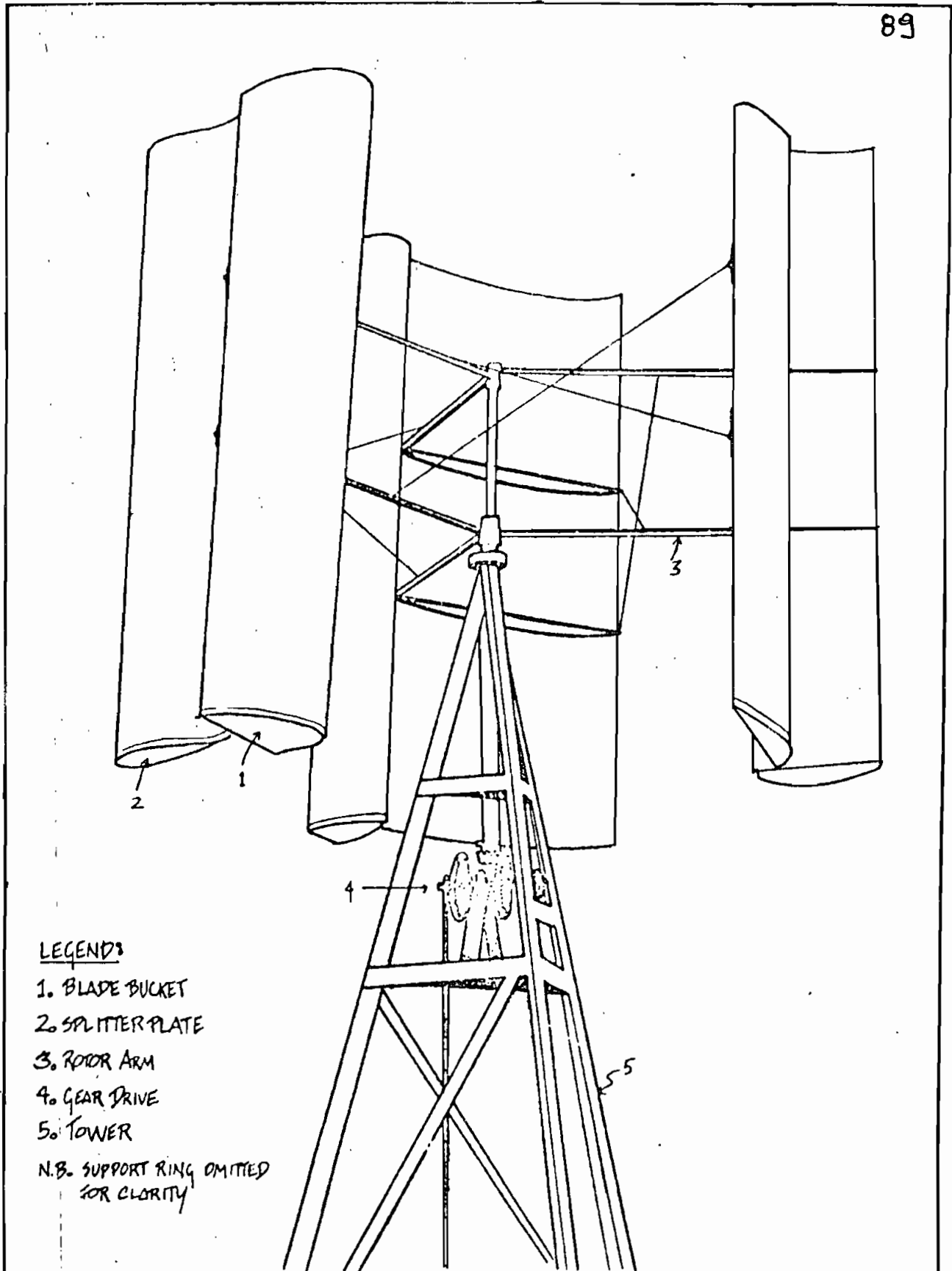


Figure 1' : Vue en perspective de l'éolienne Filippini
(tirée de la référence [19])

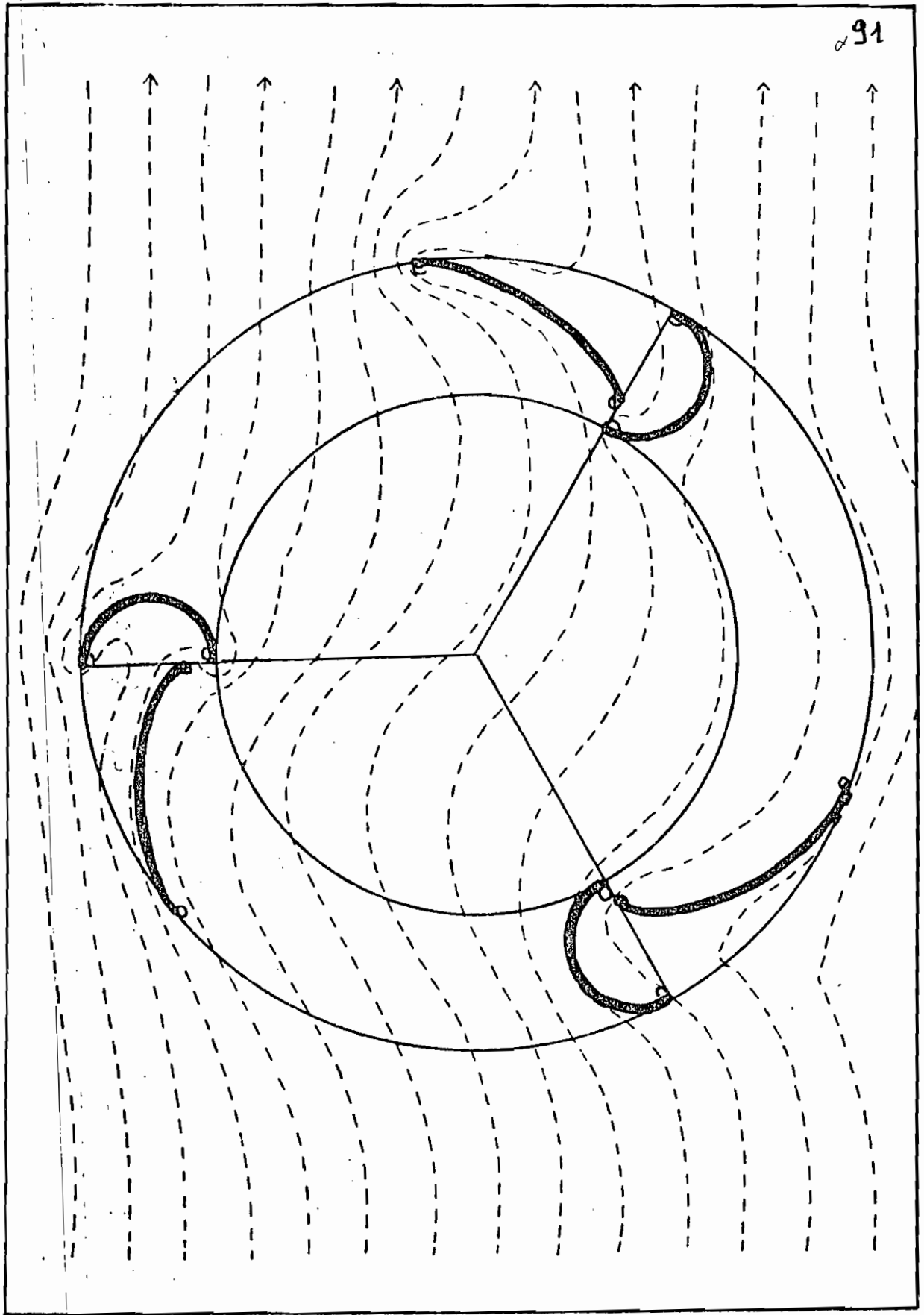


Figure 3' : Vue de coupe de l'ensemble de l'éolienne Filippini
(tirée de la référence [15])

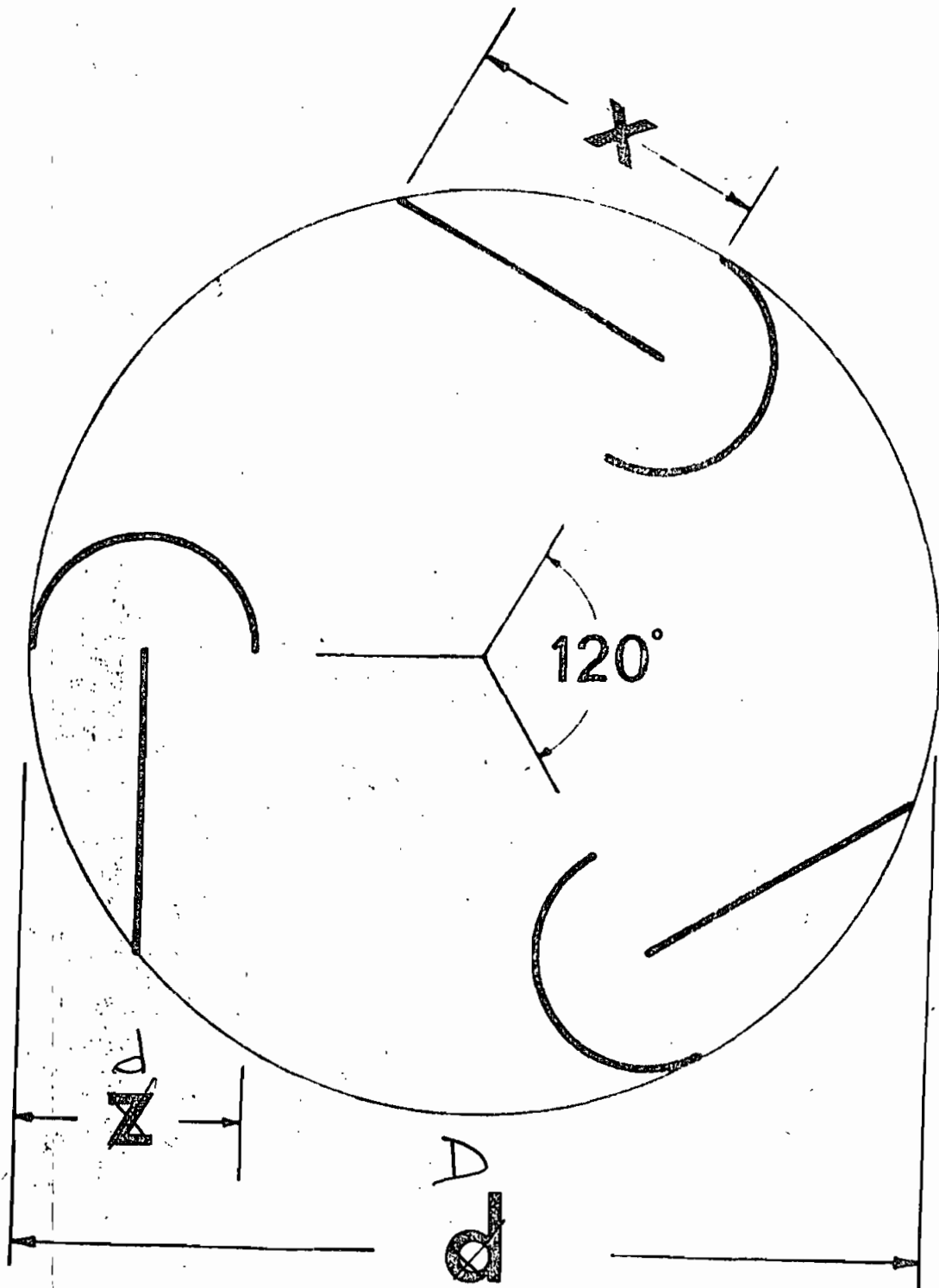
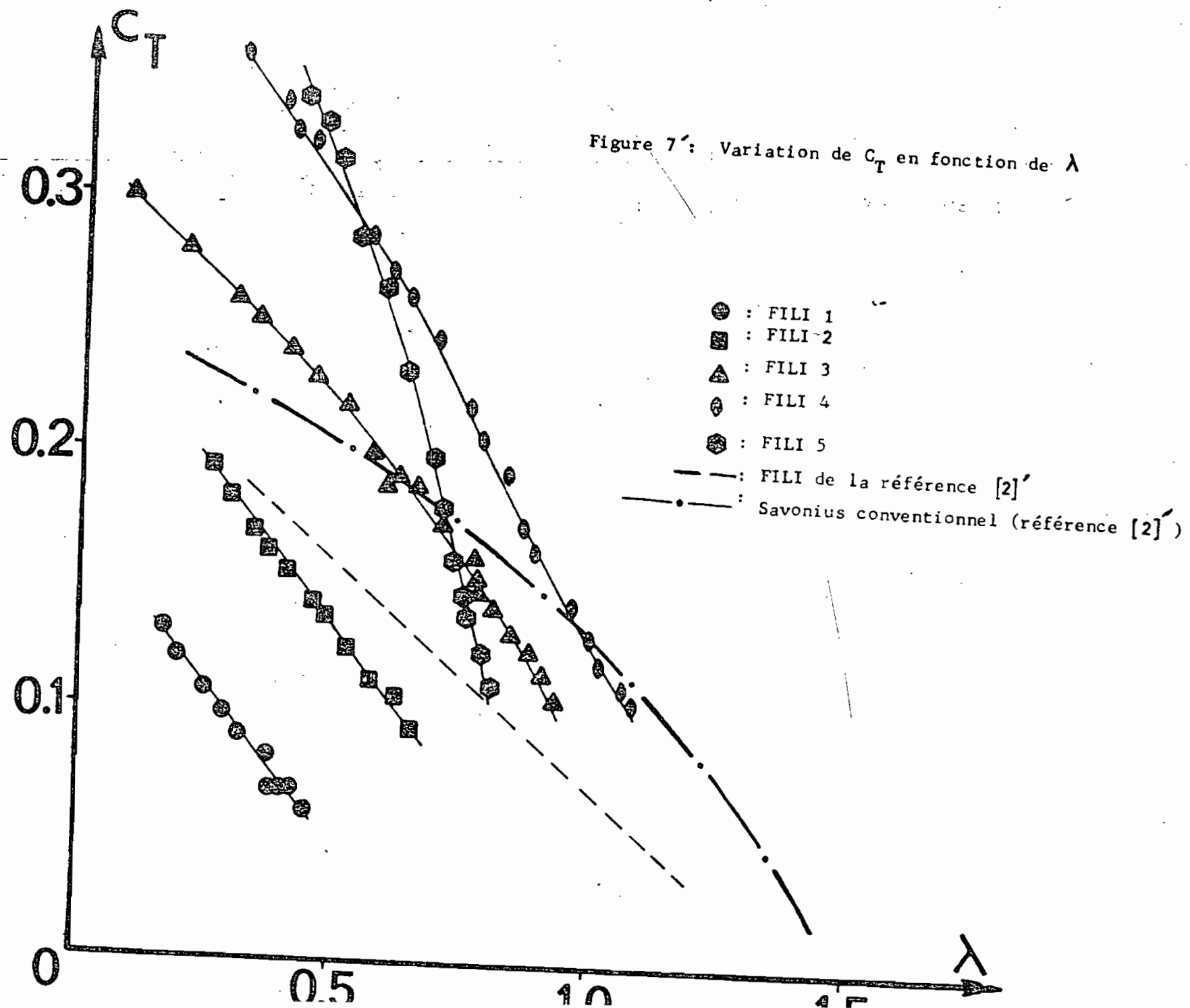
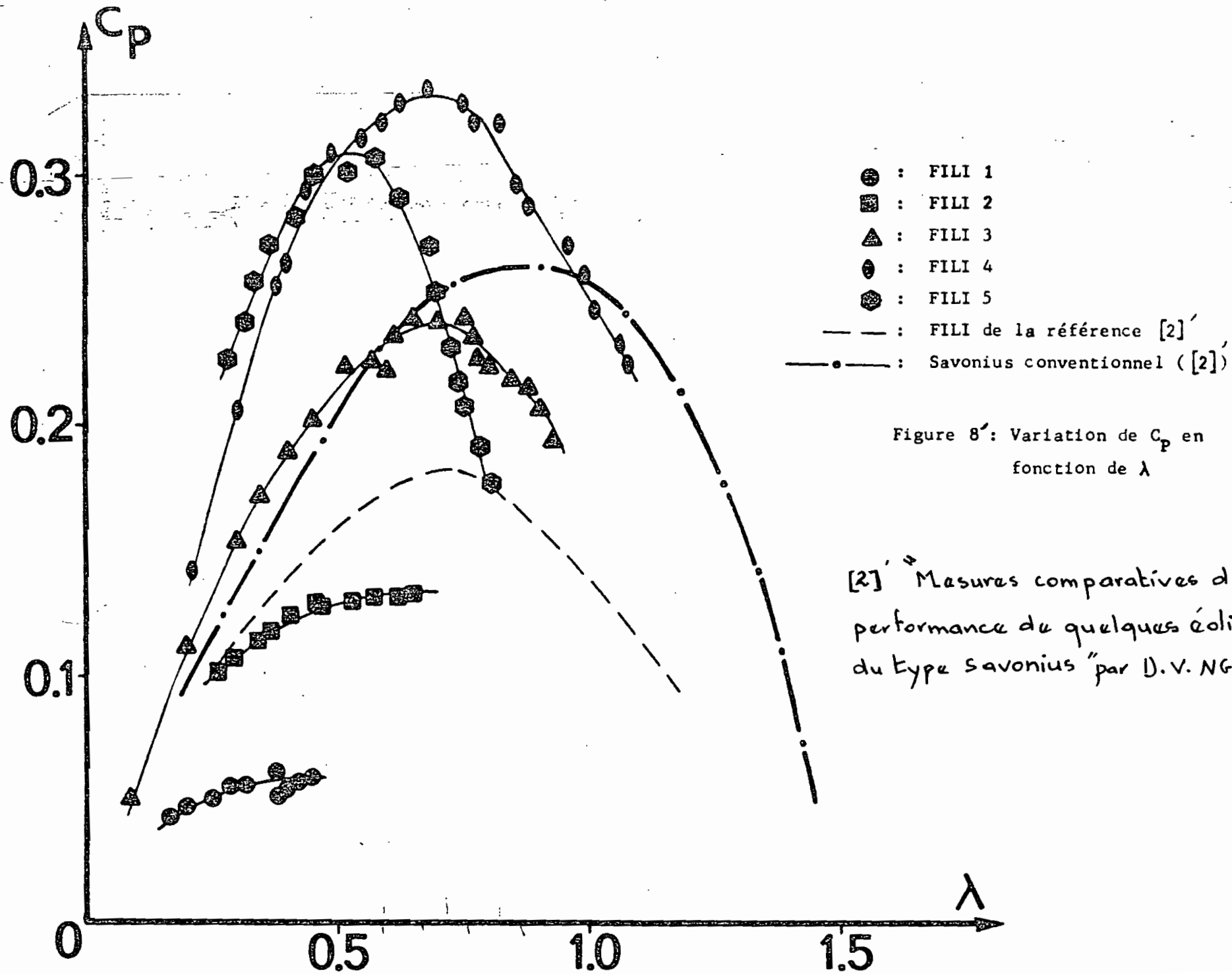


Figure 4 : Vue en coupe de l'éolienne Filippini simplifiée

Les dimensions des éoliennes sont illustrées dans le tableau ci-dessous:

Eolienne	$\frac{d}{x}$ (m)	x (m)	z/d d/D	D x (m)
FILI 1	0,022	0,0368	0,127	0,173
FILI 2	0,0285	0,0423	0,164	0,173
FILI 3	0,0392	0,0485	0,226	0,173
FILI 4	0,0501	0,0524	0,289	0,173
FILI 5	0,0700	0,0680	0,404	0,173





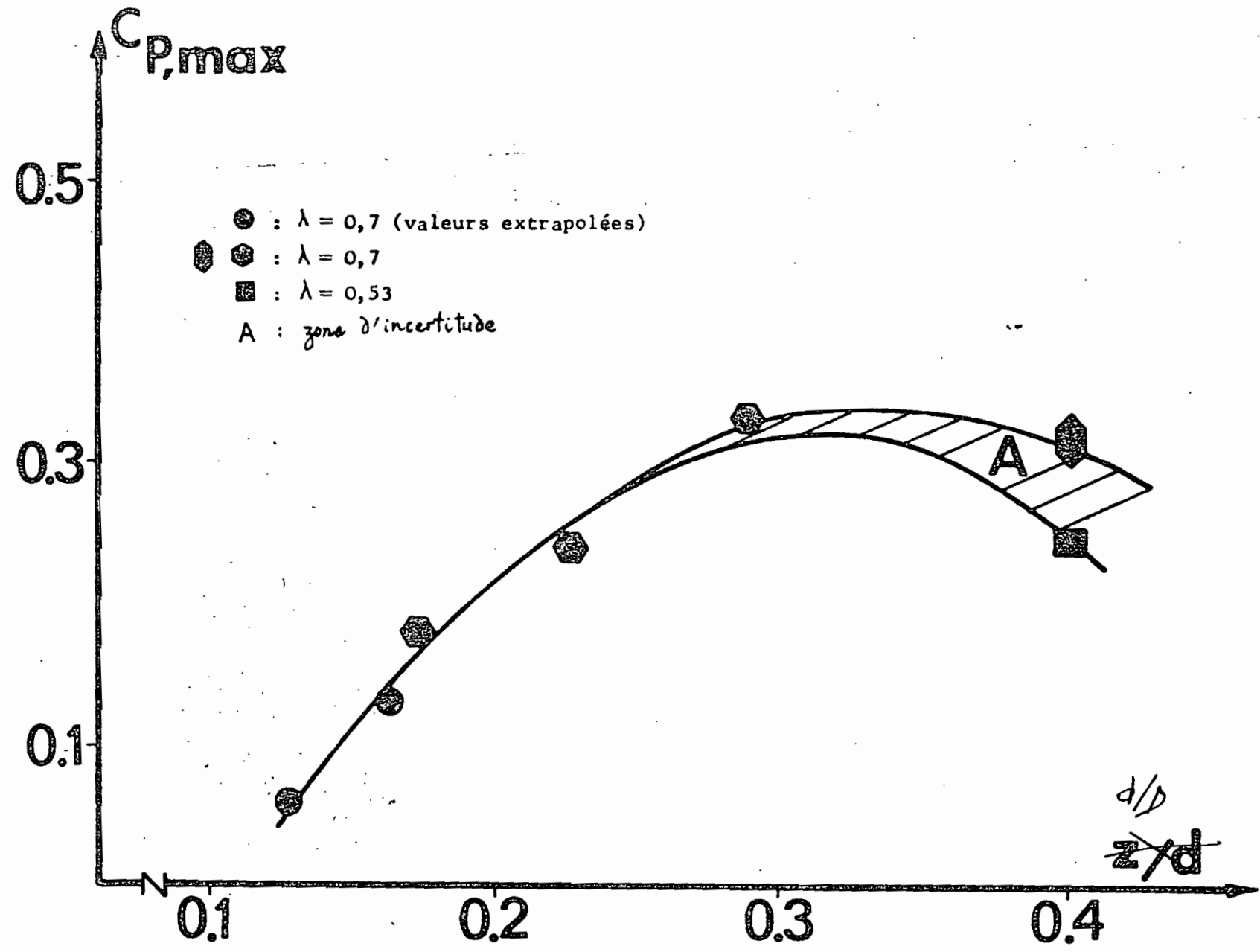


Figure 9 : Variation de $C_{p,max}$ en fonction de z/d (d/D)

Vitesse moyenne journalière en m/s (1977)

Jour	Juillet	Août	Septembre	Octobre	Novembre	Décembre	Janvier	Février
1	-	3,44	1,29	1,72	2,37	3,44	3,87	3,87
2	-	2,80	2,15	1,72	2,58	3,44	3,01	3,01
3	-	3,87	1,72	2,15	3,01	3,01	6,02	3,41
4	3,23	3,44	1,72	2,15	2,37	3,87	5,59	3,01
5	1,51	2,58	1,72	2,58	1,29	3,41	6,45	2,58
6	2,15	2,58	2,15	2,15	-	3,01	5,16	3,01
7	2,58	2,37	2,15	3,44	2,58	3,41	5,16	3,41
8	1,72	2,37	1,72	3,01	2,58	4,30	4,73	3,41
9	3,23	2,80	1,72	2,37	2,58	3,01	4,73	2,58
10	3,66	2,80	1,29	2,58	2,15	3,01	4,73	3,41
11	2,80	3,23	1,72	3,01	2,15	3,41	6,02	4,30

12	3,01	2,60	1,72	2,15	3,01	4,73	3,41	3,87
13	3,44	3,01	1,51	2,58	3,01	5,16	3,41	3,87
14	3,66	3,23	1,72	2,58	3,44	3,87	-	3,41
15	2,37	2,37	1,94	1,72	3,44	4,30	4,30	3,41
16	2,58	1,94	2,15	2,15	3,23	2,58	5,16	
17	3,01	2,58	1,94	2,15	3,01	3,87	5,16	
18	2,15	1,51	1,51	1,94	3,01	3,87	4,30	
19	2,15	3,01	2,58	3,01	3,01	3,01	3,41	
20	-	1,72	1,29	3,44	3,44	2,58	4,30	
21	-	2,37	2,15	2,80	3,44	2,15	5,16	
22	3,87	3,01	1,72	2,58	2,58	2,15	4,73	
23	3,87	2,37	2,15	2,15	3,44	3,87	5,16	
24	3,23	2,58	1,72	3,01	3,44	3,01	4,30	
25	1,72	3,87	1,72	3,87	3,44	2,58	3,41	

26	1,72	4,52	3,01	4,30	2,58	2,58	3,01
27	-	2,58	1,94	3,01	2,15	3,01	3,41
28	-	3,87	1,72	2,58	2,15	2,58	3,87
29	3,44	2,58	2,15	4,30	3,01	2,15	4,30
30	3,23	2,58	2,15	3,44	3,44	2,15	5,16
31	3,66	3,23	-	2,15	-	2,58	4,73

(Annexe A)

A4

100

THIEB

Vitesse
du vent
m/s

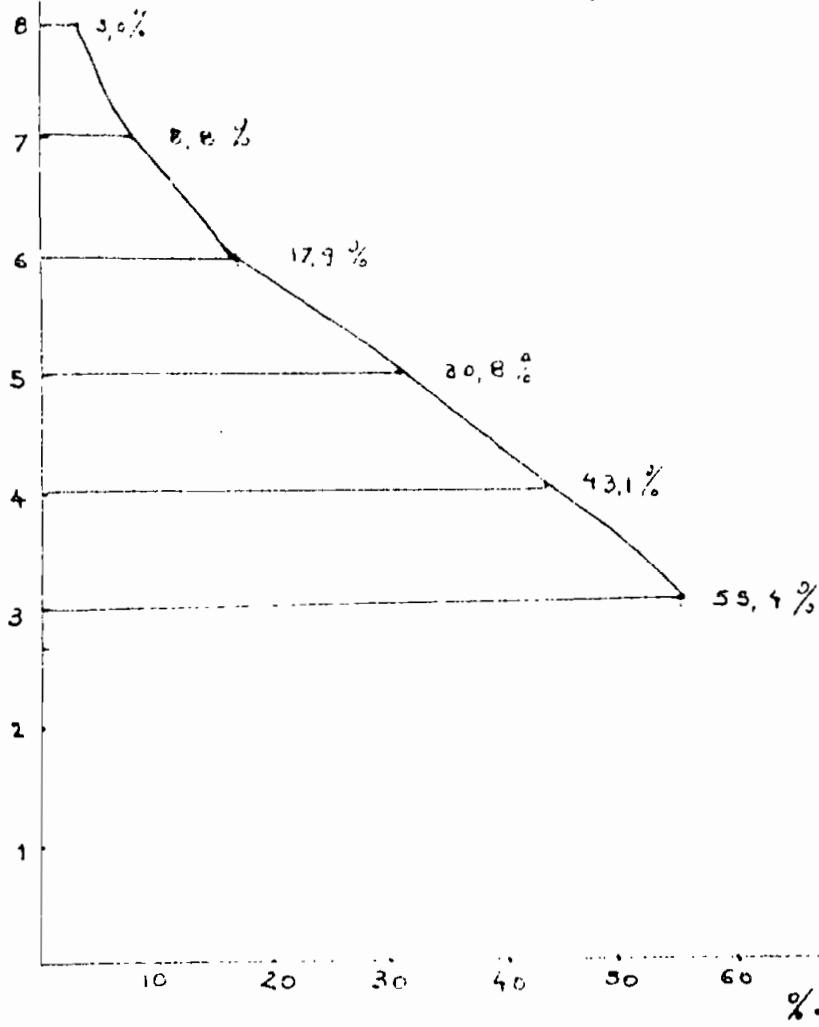


Fig. C-10

Courbe vitesse-durée des stations du service
météorologique

Description et performances des machines à axe horizontal

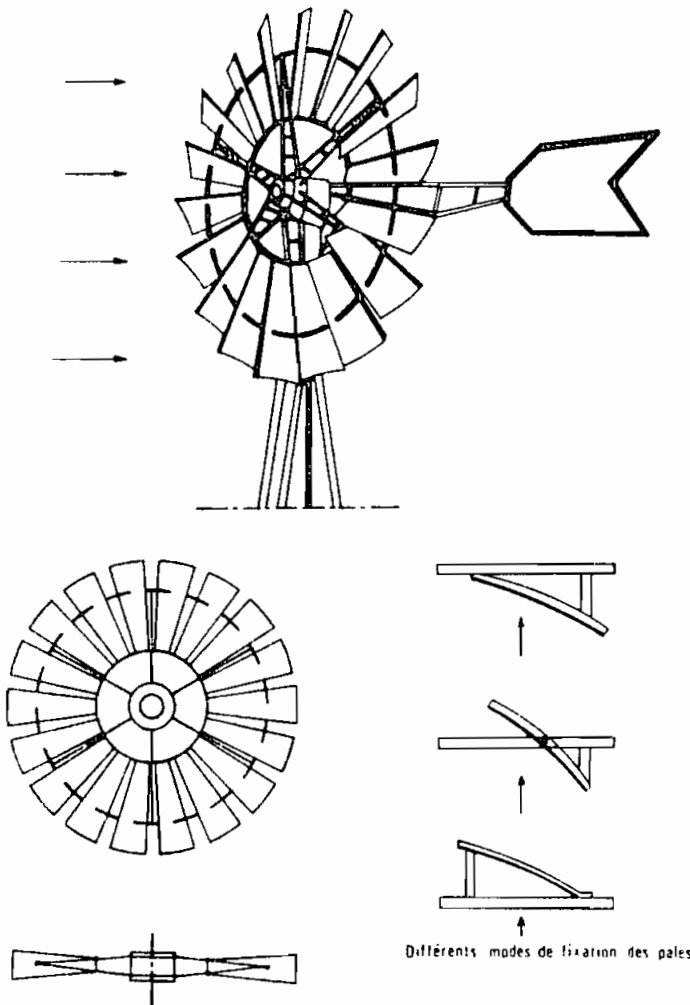


Fig. 46 - Éolienne lente à pales multiples.

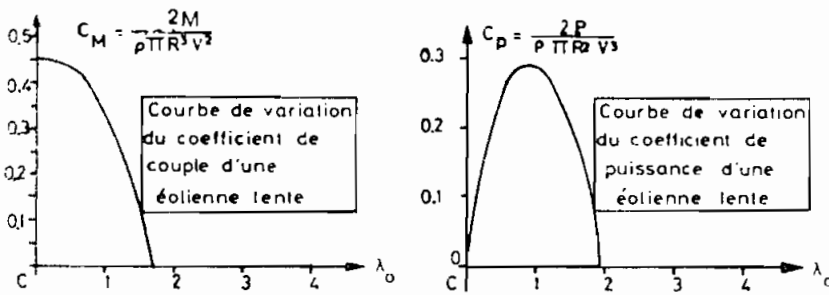


Fig. 47

$$P_{max} = 0,15 D^2 V^3$$

Description et performances des éoliennes à axe vertical

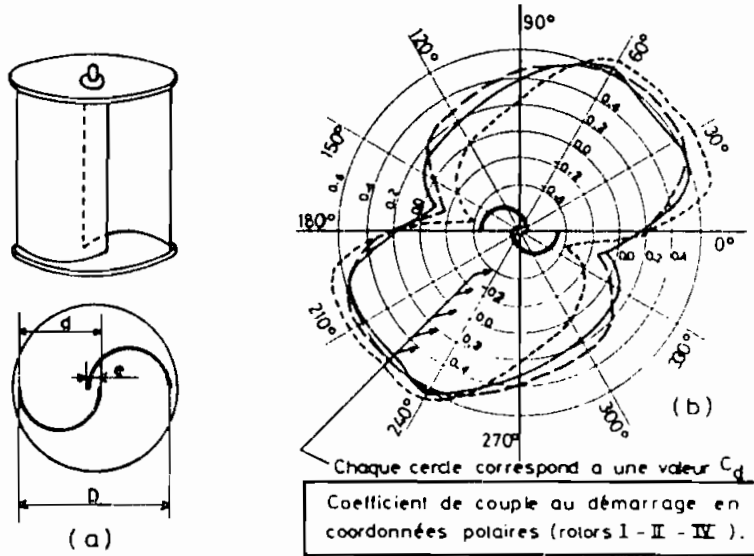


Fig. 98 - Performances du Rotor Savonius pour diverses valeurs du rapport e/d . (d'après les études canadiennes).

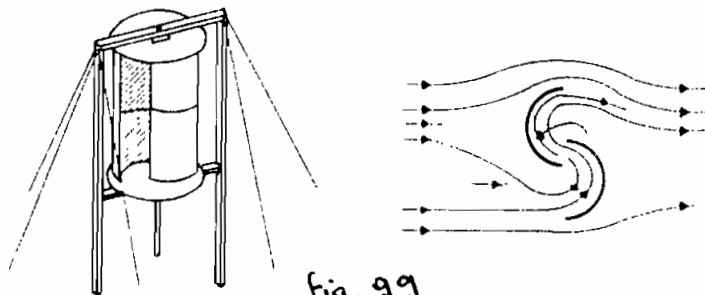
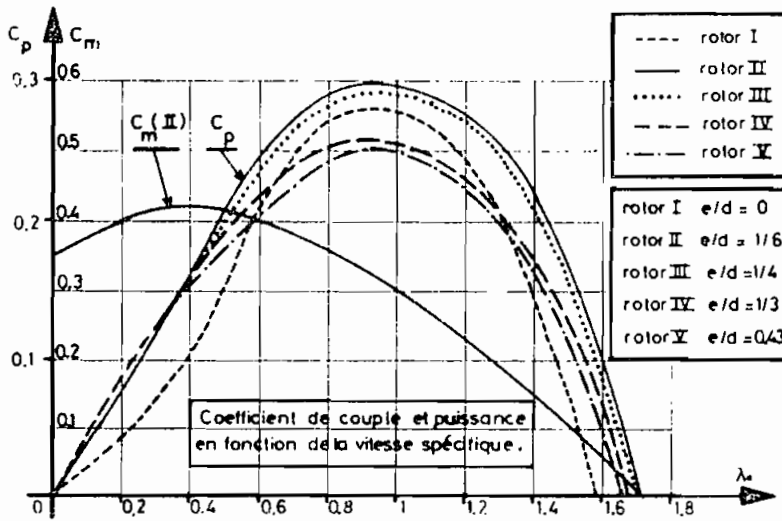
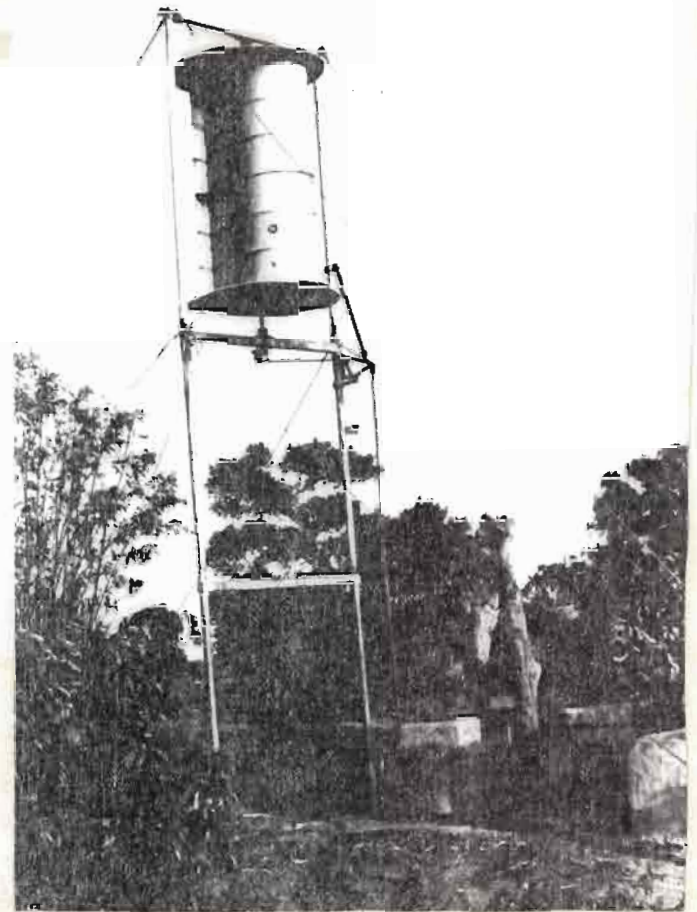
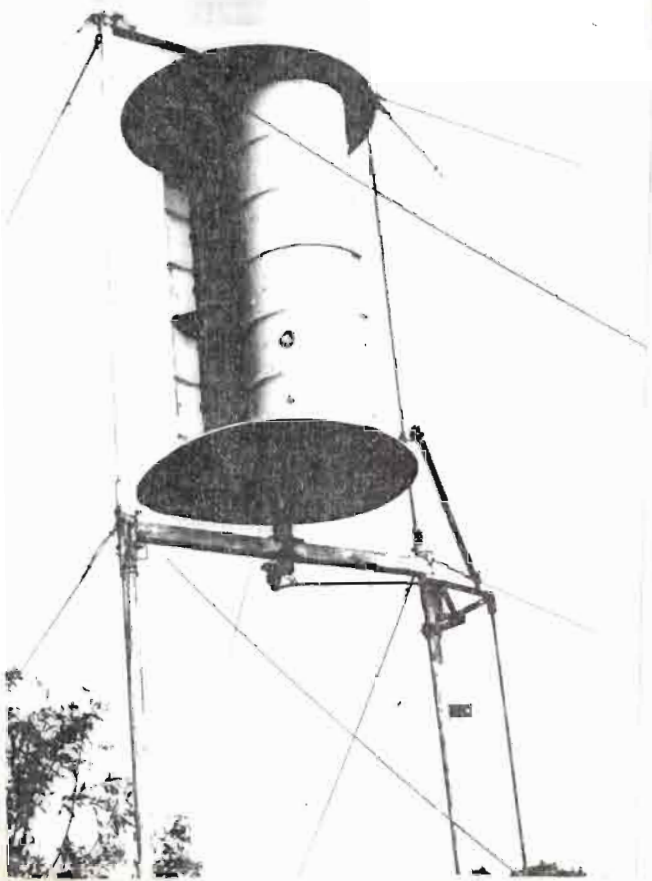


Fig. 99
- Rotor Savonius.

C2



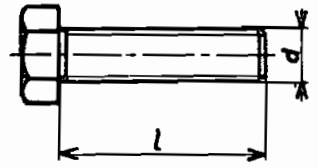
ROTOR SAVONIUS A DEUX ETAGES (BABAK - R. de THIES)

Dimensions en millimètres

OBJET ET DOMAINE D'APPLICATION

La présente Feuille de Documentation, applicable à une sélection correspondant à la Boulonnerie courante du commerce, donne la valeur de la masse correspondant à chacune des dimensions retenues.

Les dimensions des vis à métaux à tête hexagonale, filetées sous tête, font l'objet de la norme NF E 27-311.



MASSES

d	Masse en kilogrammes pour 100 vis (masse volumique de l'acier ≈ 7,85 kg/dm ³)			
	6	8	10	12
20	0,688	1,165	2,210	
25	0,670	1,338	2,460	3,540
30	0,760	1,480	2,710	3,900
35	0,848	1,648	2,980	4,280
40	0,938	1,800	3,210	4,620
45	1,020	1,958	3,460	4,980
50	1,110	2,110	3,710	5,340
55	1,188	2,268	3,960	5,700
60	1,280	2,420	4,210	6,060
65			4,460	6,420
70			4,710	6,780
80			5,210	7,500
Tolérances	± 0,5 %	± 0 %	± 0,6 %	± 0 %

Dimensions en millimètres

OBJET

La présente norme donne les dimensions des vis à tête hexagonale ou carrée. Les dimensions des vis de diamètres compris entre 3 mm et 39 mm (boulonnerie courante du commerce) font l'objet du tableau 1 ; celles des vis de diamètres supérieurs à 39 mm font l'objet du tableau 2.

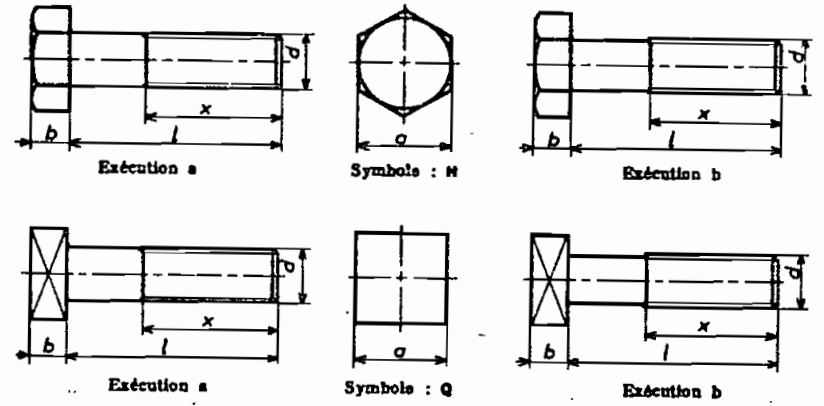
DÉSIGNATION

Les vis, objet de la présente norme, se désignent, dans l'ordre, par :

- le terme « vis »,
- le symbole de la forme de tête,
- le symbole du filetage,
- le diamètre *d* de la vis,
- la longueur de tige *l* de la vis,
- le symbole de finition de la vis, s'il y a lieu,
- la référence à la présente norme,
- le mode d'exécution, s'il y a lieu.

Exemple de désignation dimensionnelle d'une vis à tête hexagonale de dimensions *d* = 18, pas = 2,5, *l* = 90, semi-finie.

Vis H, M 18 - 90 T, NF E 27-311.



Voir Dimensions, page 2.

Enregistrée par décision du 3-10-69	La présente norme remplace la norme de même indice, enregistrée en mars 1966. Principales modifications : Adjonction des diamètres normaux 80 à 150 et suppression des diamètres normaux 1,0 à 2,5.	Conforme aux recommandations de l'ISO.
-------------------------------------	--	--

Hexagon or square screws.
Sechskantschrauben oder Vierkantschrauben.

Annexe D

DIMENSIONS

TABLEAU I : diamètres de 3 à 39 mm
(boulonnerie courante du commerce)

d	3	(3,5)	4	5	6	(7)	8	10	12	14	16	18	20	22	24	27	30	(33)	36	(39)		
pas gros	0,5	0,6	0,7	0,8	1	1	1,25	1,5	1,75	2	2	2,5	2,5	2,5	3	3	3,5	3,5	4	4		
a	8,5	8	7	8	10	11	13	17	19	22	24	27	30	32	36	41	46	50	56	60		
b	2	2,4	2,8	3,5	4	5	5,5	7	8	8	10	12	13	14	16	17	19	21	23	25		
longueurs l	Longueurs filetées x (**)																					
6																						
8																						
10																						
12																						
14	12																					
16	12	13	14																			
(18)	12	13	14	16																		
20	12	13	14	16	18																	
(22)	12	13	14	16	18	20																
26	12	13	14	16	18	20	22															
(28)	12	13	14	16	18	20	22															
30	12	13	14	16	18	20	22	26														
35		13	14	16	18	20	22	26	30													
40			14	16	18	20	22	26	30	34												
45				16	18	20	22	26	30	34	38											
50				16	18	20	22	26	30	34	38	42										
55				16	20	22	26	30	34	38	42	46	50									
60				18	20	22	26	30	34	38	42	46	50	54								
65					20	22	26	30	34	38	42	46	50	54								
70					20	22	26	30	34	38	42	46	50	54	60							
75						22	26	30	34	38	42	46	50	54	60	66						
80						22	26	30	34	38	42	46	50	54	60	66	72					
85						26	30	34	38	42	46	50	54	60	66	72						
90						26	30	34	38	42	46	50	54	60	66	72	78					
100						26	30	34	38	42	46	50	54	60	66	72	78	84				
110						26	30	34	38	42	46	50	54	60	66	72	78	84				
120						26	30	34	38	42	46	50	54	60	66	72	78	84				
130						32	36	40	44	48	52	56	60	66	72	78	84	90				
140						36	40	44	48	52	56	60	66	72	78	84	90					
160						36	40	44	48	52	56	60	66	72	78	84	90					
180						36	40	44	48	52	56	60	66	72	78	84	90					
170						36	40	44	48	52	56	60	66	72	78	84	90					
180						36	40	44	48	52	56	60	66	72	78	84	90					
180						40	44	48	52	56	60	66	72	78	84	90						
200						40	44	48	52	56	60	66	72	78	84	90						
225																78	86	91	97	103		
250																78	86	91	97	103		
275																78	86	91	97	103		
300																78	86	91	97	103		
etc.																						
de 28																						
en 28																						

Eviter autant que possible les diamètres et longueurs entre parenthèses.
Employer de préférence les diamètres en caractères gras.
(*) Pour les pas fins, voir norme NF E 03-014.
(**) Les vis ayant une longueur de tige plus courte que la longueur filetée minimale indiquée sont filetées jusqu'à proximité de la tête.

TABLEAU II : diamètres de 42 à 150 mm

d	42	45	48	52	56	60	64	68	72	76	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	140	150	
pas	4,5	4,5	5	5	5,5	5,5	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6
a	65	70	76	80	85	90	95	100	105	110	115	120	130	135	145	150	155	165	170	180	185	200	210	
b	28	28	30	33	35	38	40	43	45	48	50	54	57	60	63	66	69	72	76	79	82	88	95	
longueurs l	Longueurs filetées x (*)																							
100	90																							
110	90	96																						
120	90	96	102																					
130	96	102	108	116																				
140	96	102	108	116	124																			
160	96	102	108	116	124	132																		
180	96	102	108	116	124	132	140	148																
170	96	102	108	116	124	132	140	148	156															
180	96	102	108	116	124	132	140	148	156	164														
190	96	102	108	116	124	132	140	148	156	164	172													
200	96	102	108	116	124	132	140	148	156	164	172	182												
225	109	115	121	129	137	145	153	161	169	177	185	195	205											
260		115	121	129	137	145	153	161	169	177	185	195	205	215	225	235								
275				129	137	145	153	161	169	177	185	195	205	215	225	235	245	255						
300					137	145	153	161	169	177	185	195	205	215	225	235	245	255	265	275	285			
325						163	161	169	177	185	195	205	215	225	235	245	255	265	275	285	305			
350							161	169	177	185	195	205	215	225	235	245	255	265	275	285	305	325		
375								169	177	185	195	205	215	225	235	245	255	265	275	285	305	325		
400									177	185	195	205	215	225	235	245	255	265	275	285	305	325		
etc.																								
de 28																								
en 28																								

Employer de préférence les diamètres en caractères gras.
(*) Les vis ayant une longueur de tige plus courte que la longueur filetée minimale indiquée sont filetées jusqu'à proximité de la tête.

SPÉCIFICATIONS PARTICULIÈRES

- 4.1 Vis filetées jusqu'à proximité de la tête
Sur demande, les vis peuvent être livrées « filetées jusqu'à proximité de la tête », c'est-à-dire avec une valeur de x telle que (l - x) soit inférieure ou au plus égale à deux pas jusqu'au diamètre nominal 22, à trois pas au-dessus de ce diamètre nominal.
- 4.2 Serrage et longueur filetée
La longueur filetée x détermine dans chaque cas le serrage minimal assuré « l - x ». Pour les vis exécutées par roulage, les longueurs filetées peuvent être en fait supérieures à la valeur x indiqués au tableau, des raisons de fabrication pouvant conduire à maintenir constante, pour deux ou trois longueurs l consécutives, la distance entre le filetage et la tête.
- 4.3 Diamètre de la partie lisse de la tige
Sauf spécification expresse d'un des deux modes d'exécution, les vis sont livrées avec un diamètre de partie lisse égal soit au diamètre d du filetage (exécution a), soit à diamètre sensiblement égal au diamètre à flancs de filets (exécution b).

22 (Annexe D)

NF E 27-311

- 4 -

4.4 Formes complémentaires de la tête

Sauf spécification expresse de cahiers des charges particuliers ou à la commande, les vis peuvent être livrées au gré du fabricant avec l'une ou l'ensemble des caractéristiques suivantes :

- une cuvette dans la partie supérieure de la tête,
- une collerette sous tête.

de dimensions et de profil conformes aux indications présentées ci-dessous.

Cuvette :

- diamètre maximal $e = 0,8$ de la valeur nominale du surplat a , (dimension mesurée sur la face supérieure de la tête) ;
- profondeur maximale $f = 0,3$ de la valeur nominale de la hauteur de tête b , (dimension correspondant à une épaisseur minimale entre le fond de la cuvette et la face d'appui de la tête égale à $0,7$ de la valeur nominale de la hauteur de tête b).

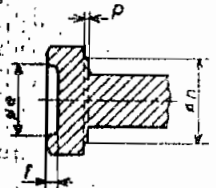
Profil :

- Dans un plan de section parallèle à l'axe de la vis, tout profil est admis pour la cuvette.

4.5 Collerette sous tête

- Dimensions (définies en fonction de la valeur du surplat a) :

Surplat a ayant en millimètres	plus de	7	13	14	38
	jusqu'à	7	13	14	38
Diamètre minimal de collerette n		$a \text{ min} - 0,5$			$a \text{ min} - 0,7$
Hauteur de collerette p		0,2	0,2	0,4	0,5
		0,4	0,5	0,8	1



- Profil :

- Dans un plan de section parallèle à l'axe de la vis, tout profil est admis pour le raccordement entre la face latérale de la collerette et les surplats de la tête.

RÉFÉRENCES

Filetage : Profil ISO (Symbole M)	NF E 03-001.
Diamètres et pas	NF E 03-014.
Tolérances de filetages	NF E 03-053.
Tolérances dimensionnelles	NF E 27-024.
Longueurs de tige et longueurs filetées	NF E 27-025.
Arrondis sous tête	NF E 27-028.
Spécifications techniques	NF E 27-005.
Etat de finition	NF E 27-002.
Boulons : les boulons (vis accompagnées de leur écrou) sont normalement livrés avec écrou hexagonal usuel M.	NF E 27-411.

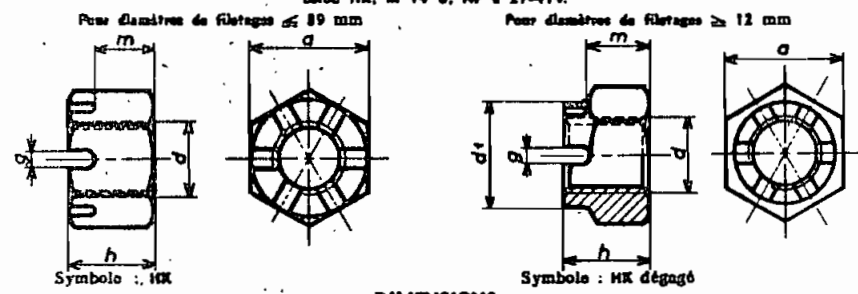
NORME FRANÇAISE ENREGISTRÉE	BOULONNERIE ÉCROUS À CRÊNEAUX	NF E 27-414 Décembre 1989
--------------------------------	---	--

Désignation

Les écrous, objet de la présente norme, se désignent, dans l'ordre, par :

- le terme « écrou »,
- le symbole de forme générale de l'écrou,
- le symbole de forme complémentaire de l'écrou,
- la mention « dégaugé », s'il y a lieu,
- le symbole du filetage,
- le diamètre d de l'écrou,
- le symbole de finition de l'écrou,
- la référence à la présente norme.

Exemple de désignation d'un écrou à crêneaux, de dimensions $d = 14$, pas = 2, de finition fine :
Écrou MK, M 14 U, NF E 27-414.



DIMENSIONS

d	Pas	a	h	g	m	d ₁	Nombre de filets	Diamètre nominal de la goupille fendue									
									d	Pas	a	h	g	m	d ₁	Nombre de filets	Diamètre nominal de la goupille fendue
4	0,7	7	8	1,2	3,2			1	39	4	00	40	7	31	58	0	6,2
5	0,8	8	9	1,4	4			1,2	42	4,8	02	46		34	62		
6		10	10,5	2	5			1,6	45		70	48		30	62		
(7)		11	8	2	6,5				48	8	78	50	9	38	65		8
8	1,25	13	9,5	2,5	6,5			2	52		80	54		42	70		
10	1,5	17	12	2,5	8			2,5	58	5,8	85	57		48	78		
12	1,75	19	15	3,5	10	17		3,2	60		90	63		48	80		
14		22	18	3,5	11	18			64		98	66		51	85		
16	2	24	19	4	13	22		4	68		108	69	11	54	90		10
18		27	21	4,5	15	25			72		108	73		58	95		
20	2,5	30	22	5	16	28			78		110	76		61	100		
22		32	23	5	18	30		8	80	0	118	79		64	108		
24		35	27	5,5	19	34			85		120	85		68	110		10
27	3	41	30	6	22	38			90		130	92	14	72	120		13
30		45	33	7	24	42		8,5	95		135	96		78	128		
33	3,5	50	37	7	28	46			100		145	100		80	138		
36	4	55	40	8	32	50											

Eviter autant que possible le diamètre entre parenthèses.
Employer de préférence les diamètres en caractères gras.

Le fond des crêneaux devra être soit arrondi, soit plat avec arrondi ou chanfrein, mais dans aucun cas à angle vif.

RÉFÉRENCES

Filetage : Profil ISO (Symbole M)	NF E 03-001.
Diamètres et pas	NF E 03-013 et NF E 03-014.
Tolérances de filetages	NF E 03-013.
Tolérances dimensionnelles	NF E 27-014.
Spécifications techniques	NF E 27-005.
Etat de finition	NF E 27-002.
Groupes	NF E 27-488.

Enregistrée par décision du 25-11-69	La présente norme remplace la norme de même indice mise en copie en 1988 et enregistrée par décision du 29 septembre 1988. Principales modifications : alignement sur ISO des diamètres nominaux 48 à 100.	Conforme aux Recommandations de l'ISO
--------------------------------------	---	---------------------------------------

108

NORME FRANÇAISE
ENREGISTRÉE

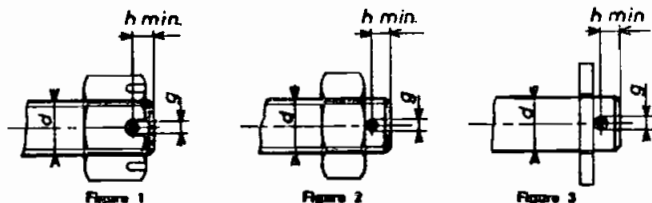
BOULONNERIE COURANTE DU COMMERCE
GOUPILLAGES

NF
E 27-488
Août 1972

Dimensions en millimètres

AVANT-PROPOS

A la date d'enregistrement de la présente norme, celle-ci est en concordance technique avec la Recommandation ISO/R 1234 - Goupilles fendues - et avec la partie - goupillage - des Normes Internationales 2340 - Axes d'articulation - Série métrique - et 2341 - Axes d'articulation avec tête - Série métrique -.



Pour les applications ferroviaires et dans le cas où les goupilles fendues utilisées sur des axes d'articulation sont soumises à des efforts de cisaillement, il est recommandé d'utiliser la goupille de dimension immédiatement supérieure à celle spécifiée dans le tableau.

d	A travers écrou (fig. 1) (*)			Derrière écrou (fig. 2)			Sur tête lisse (fig. 3)		
	Perçage g H 13	h min	Goupilles NF E 27-487	Perçage g H 13	h min	Goupilles NF E 27-487	Perçage g H 13	h min	Goupilles NF E 27-487
1,6			V 0,6 - 5			V 0,6 - 4			
2	0,6	1,20	V 0,6 - 6	0,6	1,20	V 0,6 - 4			
2,5			V 0,6 - 6			V 0,6 - 4			
3			V 0,8 - 8			V 0,8 - 5	0,8	1,6	V 0,8 - 5
(3,5)	0,8	1,50	V 0,8 - 8	0,8	1,50	V 0,8 - 6			
4	1	1,80	V 1 - 10	1	1,80	V 1 - 8	1	2,2	V 1 - 8
5	1,2	2	V 1,2 - 12	1,2	2	V 1,2 - 8	1,2	2,9	V 1,2 - 8
6			V 1,6 - 14			V 1,6 - 10	1,6	3,2	V 1,6 - 10
(7)	1,6	2,50	V 1,6 - 10	1,6	2,50	V 1,6 - 12			
8	2	3,20	V 2 - 18	2	3,20	V 2 - 14	2	3,6	V 2 - 14
10	2,5	3,80	V 2,5 - 25	2,5	3,80	V 2,5 - 18	3,2	4,5	V 3,2 - 18
12			V 3,2 - 28			V 3,2 - 22	3,2	5,5	V 3,2 - 22
14	3,2	4,50	V 3,2 - 32	3,2	4,50	V 3,2 - 25	4	6	V 4 - 25
16			V 4 - 36			V 4 - 28	4	6	V 4 - 28
18	4	5,30	V 4 - 40	4	5,30	V 4 - 28	5	7	V 5 - 32
20			V 4 - 40			V 4 - 32	5	8	V 5 - 36
22			V 5 - 45			V 5 - 38	5	8	V 5 - 36
24	5	6,80	V 5 - 50	5	6,80	V 5 - 40	6,3	9	V 6,3 - 45
27			V 5 - 56			V 5 - 40	6,3	9	V 6,3 - 45

(*) Ecrou crénelé (voir figure 1) ou écrou H percé au diamètre g.

Suite page 2.

d	A travers écrou (fig. 1) (*)			Derrière écrou (fig. 2)			Sur tête lisse (fig. 3)		
	Perçage g H 13	h min	Goupilles NF E 27-487	Perçage g H 13	h min	Goupilles NF E 27-487	Perçage g H 13	h min	Goupilles NF E 27-487
30			V 6,3 - 63			V 6,3 - 50	8	10	V 8 - 56
33	6,3	8,70	V 6,3 - 71	6,3	8,70	V 6,3 - 50	8	10	V 8 - 56
36			V 6,3 - 71			V 6,3 - 56	8	10	V 8 - 63
39			V 6,3 - 80			V 6,3 - 56			
40							8	10	V 8 - 63
42			V 8 - 90			V 8 - 63			
45	8	11,40	V 8 - 90	8	11,40	V 8 - 71	10	12	V 10 - 80
48			V 8 - 100			V 8 - 71			
50							10	12	V 10 - 80
52	8	12,20	V 8 - 100	8	12,20	V 8 - 90			
55							10	14	V 10 - 90
56	8	12,50	V 8 - 112	8	12,50	V 8 - 90			
60			V 10 - 125			V 10 - 90	10	14	V 10 - 90
64	10	14,80	V 10 - 125	10	14,80	V 10 - 90			
68			V 10 - 125			V 10 - 100			
70							13	16	V 10 - 112
72			V 10 - 140			V 10 - 100			
76	10	15,80	V 10 - 140	10	15,80	V 10 - 100			
80			V 10 - 140			V 10 - 112	13	16	V 13 - 112
85			V 13 - 160			V 13 - 125			
90	13	19,80	V 13 - 180	13	19,80	V 13 - 125	13	16	V 13 - 125
95			V 13 - 180			V 13 - 140			
100			V 13 - 180			V 13 - 140	13	16	V 13 - 140

(*) Ecrou crénelé (voir figure 1) ou écrou H percé au diamètre g.

RÉFÉRENCES

- Goupilles cylindriques fendues NF E 27-487.
- Écrous à créneaux NF E 27-414.
- Écrous hexagonaux NF E 27-411.

D5 (Annexe D)

Enregistrée par décision du 14-8-72

La présente norme rassemble la norme de même indice d'août 1968. Principales modifications : mise en accord avec la norme NF E 27-487 (1972) de goupilles cylindriques fendues et avec la partie - goupillage - des Normes Internationales ISO 2340 et 2341.

Cotter pin hole dimensions
Splintlöcher für Schrauben und Bolzen

G2 4.2.2. Déplacement, Vitesse et Accélération :

De la figure 4.3 :

$$x = R + L - R \cos \theta - L \cos \phi \quad (a)$$

$$= R(1 - \cos \theta) + L(1 - \cos \phi) \quad (b)$$

mais $R \sin \theta = L \sin \phi$ (= AC, fig. 4.3) (c)

$$\therefore \sin^2 \phi = \left(\frac{R}{L}\right)^2 \sin^2 \theta$$

$$1 - \cos^2 \phi = \left(\frac{R}{L}\right)^2 \sin^2 \theta$$

$$\text{et } \cos \phi = \sqrt{1 - \left(\frac{R}{L}\right)^2 \sin^2 \theta} \quad (d)$$

Eqn (b) et (d) donnent

$$x = R(1 - \cos \theta) + L \left[1 - \sqrt{1 - \left(\frac{R}{L}\right)^2 \sin^2 \theta} \right] \quad (e)$$

En utilisant la série

$$\sqrt{1 \pm B^2} = 1 \pm \frac{1}{2} B^2 - \frac{B^4}{2.4} \pm \frac{1.3 B^6}{2.4.6} \dots \approx 1 \pm \frac{1}{2} B^2$$

avec $B = \frac{R}{L} \sin \theta$

$$\text{on a } \sqrt{1 - \left(\frac{R}{L}\right)^2 \sin^2 \theta} \approx 1 - \frac{1}{2} \left(\frac{R}{L}\right)^2 \sin^2 \theta$$

et l'équation (e) est simplifiée pour devenir

$$x = R(1 - \cos \theta) + \frac{R^2}{2L} \sin^2 \theta \quad (4.7)$$

Si la manivelle tourne avec une vitesse angulaire constante ω ,

on peut écrire $\theta = \omega t$ et $\frac{d\theta}{dt} = \omega$.

∴ La vitesse du coulisseau :

$$V = \frac{dx}{dt} = R\omega \left[\sin \theta + \frac{R}{2L} \sin 2\theta \right] \quad (4.8)$$

et l'accélération

$$A = \frac{d^2x}{dt^2} = R\omega^2 \left[\cos \theta + \frac{R}{L} \cos 2\theta \right] \quad (4.9)$$